

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
„КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО”
Інженерно-хімічний факультет
Кафедра хімічного, полімерного та силікатного машинобудування**

До захисту допущено

Завідувач кафедри

_____ **О.В.Гондлях**

«_____» _____ 2020 р.

**Дипломний проект
на здобуття ступеня бакалавра**

з напрямку підготовки 131- Прикладна механіка

на тему: Живильник візочний горизонтально-замкнутий
з модернізацією натяжного пристрою

Клименко Даниїл Дмитрович

Студент групи IV к. ЛП-61-2

(шифр групи)

(прізвище, ім'я, по батькові)

(підпис)

Керівник проекту: ктн. Сівецький Володимир Іванович

(вчена ступінь, звання, прізвище, ініціали)

(підпис)

Консультанти

ТЕХ. МАШ. _____ ст. викл. Борщик С. О.

ПЕРЕВІРКА НА СХОЖІСТЬ _____ доцент, к.т.н. Щербина В. Ю.

РЕЦЕНЗЕНТ _____ доц каф МАХНВ Швед М.П.

Засвідчую, що у цьому дипломному проекті
немає запозичень з праць інших авторів
без відповідних посилань.

Студент (-ка) _____

Київ 2020 рік

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Інженерно-хімічний факультет

Кафедра хімічного, полімерного і силікатного машинобудування

Рівень вищої освіти – перший (бакалаврський)

Напрямок підготовки – *131- Прикладна механіка*

Програма професійного спрямування - *Машини і технології пакування;*

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ **О.В.Гондлях**

«___» _____ 2020 р.

ЗАВДАННЯ

на дипломний проект студенту

Клименко Даниїлу Дмитровичу

1. Тема проекту *«Живильник візочний горизонтально-замкнутий з модернізацією натяжного пристрою»*, керівник проекту *Сівецький Володимир Іванович, доцент, к.т.н.*, затверджені наказом по університету від «хх. хх» 2020 р. № XXX

2. Термін подання студентом проекту 11.06.2020р.

3. Вихідні дані до проекту

Річна продуктивність: $A = 1$ млн. т, коефіцієнт нерівномірності роботи $KH.P. = 1,1$, число робочих днів у році $N_{роб} = 305$, число змін на добу $N_{см} = 3$, тривалість зміни ПММ $= 8$ ч, насипна щільність вантажу $\gamma = 2,5$ т / м³, максимальний розмір шматка $a_{max} = 1000$ мм, кут нахилу живильника $\beta = 0$, відстань транспортування вантажу $L = 200$ м

4. Зміст пояснювальної записки

Пояснювальна записка містить текстові частини: «Пояснювальна записка», «Розрахунки» та «Технологія машинобудування». ПЗ включає такі розділи: «Зміст», «Вступ», «Призначення і галузь застосування виробу, що проектується», «Технічні характеристики базової машини», «Опис конструкції її основних частин і принципу дії», «Літературно-патентний огляд», «Висновки», «Перелік посилань»

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслеників)

Живильник візочний А1

Корпус візка

Натяжний пристрій з модернізацією

6. Консультанти розділів проекту*

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання я видав	завдання я прийняв
Тех. машино будув.	Борщик О.С.		
Перевірка на схожість	Щербина В.Ю.		

Дата видачі завдання 25.05.2020

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Термін виконання етапів проекту	Примітка
1.	Вступ. Опис технологічної лінії	25.05.20 – 27.05.20	
2.	Опис конструкції і принципу дії машини. Технічні характеристики машини.	28.05.20 – 29.05.20	
3.	Здійснення пошуку патентів.	30.05.20	
4.	Обґрунтування модернізації.	31.05.20	
5.	Виконання розділу «Пояснювальна записка»	01.06.20 – 02.06.20	
6.	Виконання розділу «Розрахунки»	03.06.20 – 04.06.20	

7.	Виконання розділу «Технологія машинобудування»	05.06.20 – 06.06.20	
8.	Побудування клеслень в «AutoCad»	07.06.20 – 08.06.20	
9.	Оформлення записки дипломного проекту	09.06.20 – 10.06.20	

Студент

Клименко Д. Д.

Керівник проекту

Сівецьвий В. І.

ЗМІСТ

Реферат з ключовими словами (українська мова).....	1
Реферат з ключовими словами (іноземна мова).....	1
Перелік позначень.....	1
Пояснювальна записка (ЛП-61-2.033186.01-90ПЗ).....	
Розрахунки (ЛП-61-2.033186.02-90РР).....	
Технологія машинобудування (ЛП-61-2.033186.03-90ТЕ).....	
Загальні висновки.....	
Перелік використаних джерел інформації.....	
Додатки.....	
<p style="text-align: center;">Додаток А. Параметричні розрахунки живильника візочного горизонтально-замкнутого на мові програмування FORTRAN.....</p> <p style="text-align: center;">Додаток Б. Специфікації.....</p> <p style="text-align: center;">Додаток В. Тези.....</p>	

					ЛП61-2.033.186.00-90			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Клименко Д.			Живильник візочний горизонтально-замкнутий	Літ.	Лист	Листів
Перев.		Сівецький В. І.					1	92
						НТУУ “КПІ”, ІХФ, ХПСМ		
Н.Контр.								
Затв.		Гондляр О.						

Реферат

Дипломний проект освітньо-кваліфікаційного рівня «бакалавр» КПІ ім. Ігоря Сікорського на тему: «Живильник візочний горизонтально-замкнутий з модернізацією натяжного пристрою».

Дипломний проект включає в себе такі частини: пояснювальну записку, розрахунки, технологію машинобудування, загальні висновки і додатки. Загальний обсяг роботи становить ____ сторінок

Об'єкт проектування – живильник візочний горизонтально замкнутий.

Мета проектування – модернізація приводного механізму візочного живильника.

У проекті розглянуто машину – візочний живильник для транспортування сипкого матеріалу. Принцип роботи візочного живильника полягає в тому, що грузонесущим елементами є візки, що переміщуються по напрямних і зв'язані з зовнішнім тяговим пристроєм. Такі живильники використовуються на машинобудівних підприємствах для механізації технологічних процесів (наприклад, заливка, вибивка лиття, покрасо крупно габаритних елементів, складання механічних агрегатів.

Використання: винахід призначений для технологічних операцій, наприклад фарбування або опромінення (теплове, електронне, лазерне). Сутність винаходу: горизонтально-замкнутий візочний живильник містить тяговий ланцюг з вертикальним розташуванням валиків і розміщується між роликами кареток, опорні осі яких розташовані вертикально, при цьому радіус приводних зірочок менше радіуса повороту конвеєра.

Ключеві слова: візочний живильник, модернізація, натяжний механізм, тяговий ланцюг.

Abstract

Diploma project of educational and qualification level "bachelor" KPI. Igor Sikorsky on the topic: "Trolley feeder horizontally closed with the modernization of the tensioning device."

The diploma project includes the following parts: explanatory note, calculations, engineering technology, general conclusions and appendices. The total volume of work is ____ pages

The design object is a wheelchair feeder horizontally closed.

The purpose of the design is to modernize the drive mechanism of the trolley feeder.

The project considers a machine - a trolley feeder for transporting bulk material. The principle of operation of the trolley feeder is that the load-bearing elements are trolleys that move along the guides and are connected to an external traction device. Such feeders are used at machine-building enterprises for mechanization of technological processes (for example, pouring, knocking out of casting, painting of large-sized elements, assembly of mechanical units.

Usage: the invention is intended for technological operations, such as painting or irradiation (thermal, electronic, laser). The essence of the invention: a horizontally closed trolley feeder contains a traction chain with a vertical arrangement of the rollers and is placed between the rollers of the carriages, the reference axes of which are located vertically, with the radius of the drive stars less than the radius of rotation of the conveyor.

Key words: trolley feeder, modernization, tensioning mechanism, traction chain.

Перелік умовних скорочень та термінів

Позначення

матеріал - середньокусковий;

n – частота обертання кривошипа, об/с;

S – хід лотка, м;

G_0 – сила тяжіння, Н;

F – площа перерізу вихідного отвору бункера, м²;

h_6 – висота заповнення бункера, м;

L – довжина лотка, м;

ρ – об'ємна маса матеріалу, кг/м³;

Π_v – продуктивність живильника, м³/год;

φ – коефіцієнт заповнення лотка;

h – висота шару матеріалу на лоток, яка дорівнює відстані між дном лотка й нижньою крайкою шибера, м;

K_w – коефіцієнт опору перекочуванню по роликах;

g – прискорення вільного падіння; м/с²

f_0 – коефіцієнт внутрішнього тертя матеріалу;

K_z – коефіцієнт запасу.

Скорочення

ККД – коефіцієнт корисної дії;

МПК – міжнародна патентна класифікація;

РП – Регламентований пошук;

ТС – Технологічна схема;

УДК – уніфікована десяткова класифікація.

Пояснювальна записка
до дипломного проекту
на тему: «Живильник візочний горизонтально-замкнутий з
модернізацією натяжного пристрою»

Київ – 2020 рік

ЗМІСТ

ВСТУП.....	2
1.1. Призначення та область використання живильника віз очного....	
1.2. Опис технологічного процесу горизонтально-замкнутого конвеєра	
1.3. Технічна характеристика.....	
1.4. Опис та обґрунтування вибраної конструкції агрегату.....	
1.5. Вибір матеріалів для виготовлення основних вузлів і деталей апарата ...	
1.6. Патентне дослідження.....	
1.7. Обґрунтування обраної модернізації.....	
1.8. Охорона праці.....	
1.8.1. Електробезпека.....	
1.8.2. ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ ПРИ РОБОТІ НА ВІЗКОВОМУ ЖИВИЛЬНИКУ.....	
1.8.3. Пожежна безпека.....	
ВИСНОВОК.....	

					ЛП61-2.033.186.00-90				
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата					
Розроб.		Клименко Д.			Живильник візочний горизонтально-замкнутий	Літ.	Лист	Листів	
Перев.		Сівецький В. І.					1	92	
						НТУУ “КПІ”, ІХФ, ХПСМ			
Н.Контр.									
Затв.		Гондлях О.							

РОЗДІЛ I

Пояснювальна записка до дипломного проекту на тему
Живильник візочний горизонтально-замкнутий з модернізацією
натяжного пристрою.

Вступ

Спираючись на основні напрямки розвитку транспортуючих машин безперервної дії, роботи з удосконалення конвеєрного транспорту ведуться по шляху створення і впровадження багатоприводних конвеєрів різних типів (підвісних, пластинчастих, скребкових, стрічкових), потужних стрічкових конвеєрів із надміцними стрічками, криволінійних скребкових, пластинчастих і стрічкових конвеєрів, складних розгалужених систем підвісних, штовхаючих і візочних горизонтально замкнутих живильників та інших.

Ефективність роботи транспортуючих машин безперервної дії на підприємствах різних галузей виробництва значно підвищена. Однак можливості в цьому напрямку ще далеко не вичерпані. Живильник - пристрій для рівномірної і регульованої подачі насипних і штучних вантажів з бункерів, завантажувальних лотків, магазинів і інших завантажувальних пристроїв до транспортуючих і переробляючих машин (верстатам, млинам, грохотам і т.п.).

Живильник візочний - живильник, в якому грузонесучими елементами є візки-платформи, що пересуваються по напрямних і пов'язані з зовнішнім тяговим елементом. Вони використовуються на металургійних і машинобудівних підприємствах для механізації технологічних процесів (наприклад, заливка, охолодження і вибивка лиття, складання механічних агрегатів).

1.1 Призначення та область використання живильника візочного

З огляду на бурхливий розвиток, особливо останнім часом, електроніки, мікропроцесорної техніки, навігації GPS і ГЛОНАСС, одним із шляхів подальшого підвищення ефективності роботи транспортуючих машин безперервної дії може стати використання самохідних роботизованих візочних живильників горизонтально-замкнутих. Найбільшого поширення набув горизонтально-замкнутий візочний живильник типу Г (рисунок 3.1), що складається з центрально розташованим тяговим ланцюгом 1 з прикріпленими до нього візками-платформами 2, що рухаються по двох напрямних шляхах 3, приводу 4 і натягача 5. Ходова частина конвеєра складається з пластинчастого каткового ланцюга, одноосьових візків, жорстко прикріплених до пластин ланцюга, платформ, на які встановлюють транспортуються опоки, і щитків, що оберігають від забруднення землею і бризками металу.

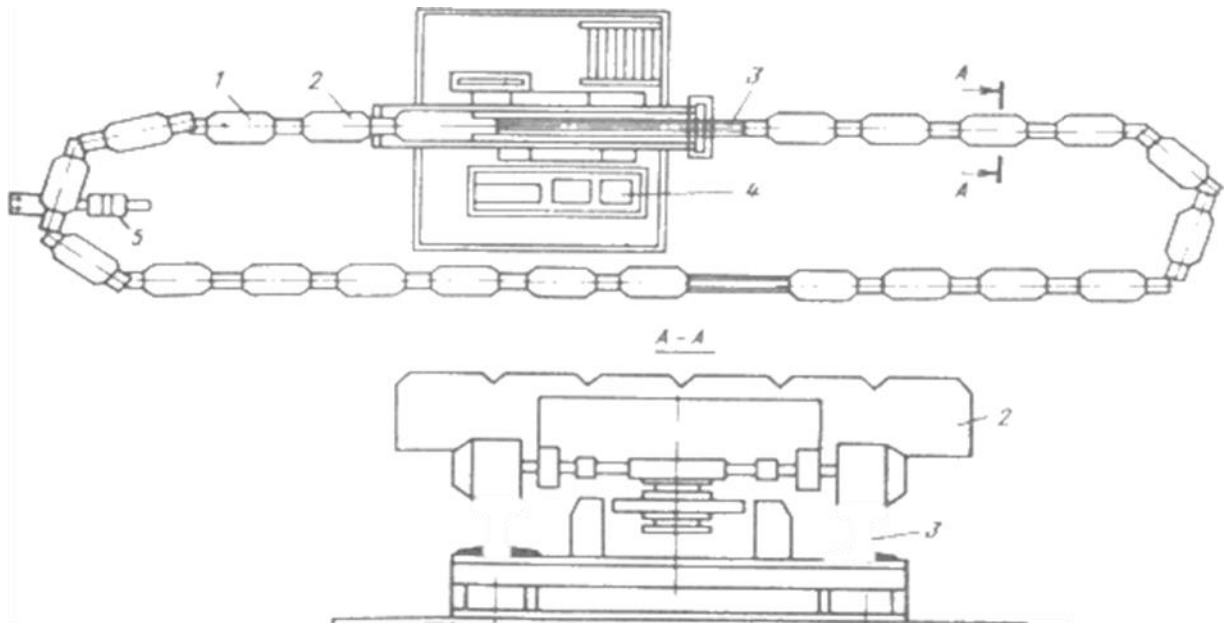


Рисунок 3.1 – Живильник візочний горизонтально-замкнутий типу Г

Кожна платформа спирається на два візки і з'єднується з ними за допомогою штирів, причому на одному візку (ведущому) один з отворів для штиря виконується круглим, а інше - овальним для компенсації скорочення відстані між візками на криволінійних поворотних ділянках траси.

На втулках тягового ланцюга встановлюють катки, забезпечені підшипниками або конічні роликпідшипники, катки рухаються між

напрямними шинами і виключають можливість бічного зсуву візків з рейкових шляхів. Попереднє натяг ланцюга здійснюється натяжним пристроєм. Загальна довжина траси конвеєра визначається як сума довжин окремих його ділянок по обслуговується технологічним зонам процесу

1.2 Опис технологічного процесу горизонтально-замкнутого конвеєра

Горизонтально-замкнуті конвеєри можуть мати центральне і бічне (зміщене) розташування тягового ланцюга щодо поздовжньої осі візка (застосовуються для переміщення легких і малогабаритних вантажів). Залежно від числа напрямних шляхів і конструкції візків розрізняють конвеєри дво- і однорельсові. Однорельсові конвеєри мають більш просту конструкцію і меншу вартість. Їх недоліки - значна висота і можливість бічного хитання візків. Вони застосовуються в якості ливарних конвеєрів для легких форм масою до 300 кг. Більш широко поширені двохрейкові візкові конвеєри з нижнім центральним розташуванням тягового ланцюга. На рис. 1.1 показаний горизонтально-замкнутий візочний конвеєр для ливарних форм. Він складається з тягового ланцюга 13, до якої жорстко прикріплені двухкаткові візки 11 з платформами 10, що переміщаються по рейках 12. Напрямні 14 запобігають бічний зсув полотна. Щітки 2 між візками оберігають ланцюг від забруднення. Гусеничний привід полотна складається з електродвигуна 3, ремінних передач 5, варіатора 4, редуктора 6, відкритої зубчастієї передачі 1, гусеничного ланцюга 9 з кулаками 8. Попереднє натяг ланцюга здійснюється натяжним пристроєм 7.

Для ливарних конвеєрів довжина окремих ділянок визначається тривалістю технологічних процесів. Зазвичай ділянку формування та складання має

довжину $L_{\phi} = 30 \dots 50$ м, заливки $L_{зал} = 10 \dots 15$ м, охолодження $L_{охл} = 40 \dots 60$ м, вибивання $L_{виб} = 3 \dots 10$ м.

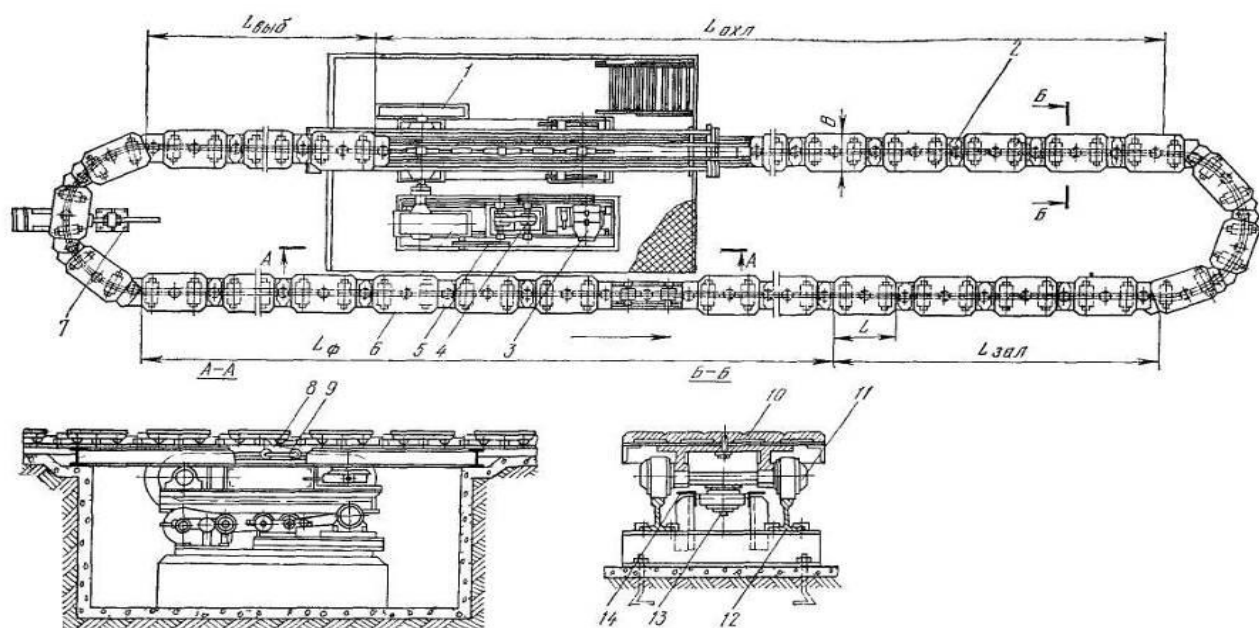


Рисунок 1.1 – Конвеєр візочний горизонтально замкнутий

1.3 Технічна характеристика

Технічна характеристика живильника наведена в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Технічна характеристика живильника візочного

Параметри	Розмірність	Значення
Продуктивність	т/рік	10 ⁶
Розміри візка	м	0,28 × 0,20 × 0,05
Хід візка	м	0,3
Маса візка	кг	1,12
Коефіцієнт нерівномірності роботи К.Н.Р.		1,1
Насипна щільність вантажу γ	т/м ³	2,5
Висота живильника	м	0,85
Відстань транспортування вантажу L	м	200
Тип стрічки		РТЛ - 5000

1.4 Опис та обґрунтування вибраної конструкції агрегату

Відома конструкція підлогового горизонтально-замкнутого конвеєра [1] обрана в якості прототипу, де рух грузонесущим візків передається від грузоведущих (напрямних) кареток, що переміщаються по направляючій колії за допомогою котків з ребордами і складаються з середньої і двох крайніх частин. Взаємодія грузоведущих і грузонесущих візків здійснюється за допомогою пальця і фіксатора. Крайніми частинами грузоведущої каретки з'єднана з ланками тягового ланцюга. Передача руху від приводу до тягового ланцюга здійснюється приводний зубчастої зірочкою з кроком зубів різним подвійному кроці ($2t$) тягового ланцюга.

Недоліками зазначеної конструкції є:

- 1) нерівномірність руху грузоведущих візків, пов'язана з різницею кроку зубів зірочки ($2t$) і тягового ланцюга
- 2) велика металоємність і трудомісткість виготовлення.

Завданням винаходу є підвищення рівномірності (плавності) поступального руху вантажів на конвеєрі, зменшення їх поперечного зсуву, зниження трудомісткості виготовлення конвеєра і створення можливості більш легкою

Відомі конструкції горизонтально-замкнутих візкових конвеєрів [1,2] в якості ливарних конвеєрів для комплексу технологічних операцій від формування на заливку, потім на охолодження і вибивання. Технічне рішення цих конструкцій полягає в тому, що конвеєр складається з грузонесущих платформ, які розташовуються на двох двоколісних візках. Візки закріплені за середині кожної ланки тягової пластинчастої ланцюга, тому крок пластинчастої ланцюга дорівнює приблизно половині довжини платформи (застосований мінімальний крок тягових ланцюгів для даного технічного рішення $t \geq 250$ мм [3]) У шарнірах тягового ланцюга є горизонтальні ролики, що огинають на заокругленні горизонтальні напрямні шини, при цьому привід тягового ланцюга здійснюється за допомогою гусеничної приводний ланцюга з штовхають кулачками.

Недолік зазначеної конструкції полягає в значній нерівномірності поступального руху вантажів на конвеєрі. Нерівномірність ходу (мінливість швидкості ланцюга V_{\min} / V_{\max}) визначається відношенням кроку ланцюга до радіусу зірочки. У існуючих конструкціях при $t = 250$ мм і $R \approx 400$ мм нерівномірність швидкості 5%

1.5 Вибір матеріалів для виготовлення основних вузлів і деталей апарата

Оскільки в технології ставляться підвищені вимоги до міцності та надійності машини у відповідності з рекомендаціями вибираємо для вузлів і деталей сталь 40ХН2МА (ГОСТ 9940-88) з межею міцності при розтягуванні 200 МПа, а межею плинності 470 МПа. Болти виготовляються із Сталі 40Х (ГОСТ 1050-88), які використовуються для деталей машин з підвищеними вимогами. Шайби виготовляються із сталі Ст3 (ГОСТ 380-94); межа міцності такої сталі при розтягуванні не менше 470 МПа [2].

1.6 Патентне дослідження

Заради знаходження об'єктів порівняння з запропонованим візочним живильником горизонтально-замкнутим був проведений патентний пошук.

В патенті [1] запропоновано що в конвеєр візочний горизонтально замкнутий, що містить напрямні шини, в яких переміщається тяговий ланцюг, введені відмінності, а саме: тяговий ланцюг з вертикальним розташуванням валиків розміщується між роликами кареток, опорні осі яких розташовані вертикально, при цьому радіус приводних зірочок менше радіуса повороту конвеєра.

Відомим є горизонтально-замкнений конвеєр [авторське свідоцтво № 908692][2], який містить опорні площадки з напрямними, розташованими у плані по прямокутному контуру, кожна з яких містить раму, обладнану

несучими та напрямними опорами кочення та привід з тяговими органами і штовхачами; несучі опори кочення закріплені попарно вздовж діагоналей рами візка і виконані у вигляді конуса, при цьому кожна вісь опори кочення розташована вертикально.

Конструкторське рішення[3] - спрощення конструкції[2], підвищення ремонтпридатності, скорочення витрат на будівельно-монтажні роботи та зменшення заглиблення фундаменту. Поставлена мета досягається тим, що конвеєр має дві гілки безпривідних візків (робочу і холосту), які переміщуються у зустрічних напрямках, штовхаючи один одного з однієї позиції на іншу піддією штовхачів, встановлених по торцях конвеєра, на крок, рівний довжині візка, вздовж напрямних, які виконано у вигляді рейкових колій, встановлених на рівні підлоги і взаємозв'язаних між собою каретками, що поперечно переміщуються.

[4] Завданням цієї корисної моделі є зменшення термінів і зниження трудомісткості при проектуванні нових або модернізації діючих конвеєрів, підвищення універсальності та зручності процесу складання колісних транспортних засобів різних моделей і модифікацій, мають конструктивні і розмірні відмінності, з попередньо зібраних вузлів в серійному і великосерійному виробництвах. Технічним результатом реалізації поставленого завдання буде створення компактного і досить простого у виготовленні та встановленні конвеєра грузоведущего тележечного, що дозволяє механізувати процес складання колісних транспортних засобів. Поставлена задача вирішується тим, що конвеєр грузоведущій візочний містить станції приводною і натяжною, привід приводної станції, нескінченне ланцюгове полотно, що складається з набору секцій ланцюга з жорстко закріпленими провідними штовхачами, набір середніх металоконструкцій, універсальні візки зі стійками і пристроєм захвату провідних штовхачів секції ланцюга, напрямні рейки переміщення візків, пульт управління, естакаду.

Мета винаходу[4] - зменшення величини заглиблення конвеєра від очного горизонтально замкнутого і усунення можливості розчеплення шкворня візки

з штовхачем ланцюга, а також забезпечення збирання сміття, що потрапило в щілину-колію.це можливою завдяки тому, що кожен штовхач виконаний у вигляді встановленої на пальцях ланцюга пластини з пазом для шворня, з закріпленими на ній засувкою і щіткою для прибирання сміття, а орієнтують ролики встановлені на тих же пальцях, що і пластини.Защепка може бути виконана у вигляді двуплечного подпружиненого важеля, вільно встановленого на осі, закріпленій на пластині штовхача.

Суть винаходу[5] полягає в тому, що у рей ковому візку, що містить раму, катки та пристрій повороту, катки встановлені в поворотних щодо рами обоймах, а пристрій повороту виконане у вигляді важелів, встановлених з внутрішньої сторони обойми в напрямку руху на рівні головки рейки, і з'єднаних між собою шарнірно поперечною тягою.

Установка ковзаних візка в поворотних щодо рами обоймах і виконання пристрою повороту візка у вигляді важелів, встановлених з внутрішньої сторони обойм в напрямку руху на рівні головки рейки і з'єднаних між собою шарнірно поперечною тягою, забезпечують орієнтацію кожного катка в напрямку його кочення по рейці без ковзання. Зміна напрямку кочення здійснюється поворотом обойм катка під впливом важеля, положення якого визначається напрямом рейки.

За допомогою повної сукупності ознак досягнутий новий технічний результат, що виражається в зменшенні сил опору руху в результаті усунення ковзання катків по рейках на криволінійних ділянках шляху.

1.7 Обґрунтування обраної модернізації

В літературних джерелах наведено декілька різних видів візочних живильників. Так в підручнику «Пакувальне обладнання» за авторством Гаава О. М., Беспалько О. М., Волчко А. І.наведена принципова схема візочного живильника. Під час патентно–літературного огляду було обрано як основу для модернізації патент під номером RU 2090480 С1,

який являє собою візочний конвеєр. Винахід призначений для технологічних операцій, наприклад фарбування або опромінення променем (тепловим, електронним). Суть винаходу: горизонтально-замкнений візковий конвеєр містить тяговий ланцюг з вертикальним розташуванням валиків і розміщується між роликами кареток, опорні осі яких розташовані вертикально, при цьому радіус приводних зірочок менше радіуса повороту конвеєра.

1.8 Охорона праці

Охорона праці містить у собі питання безпеки праці, попередження травматизму і професійних захворювань; пожеж і вибухів на виробництві; питання правової охорони праці.

Згідно закону про охорону праці України на нові машини, механізми, обладнання необхідно розробити нешкідливі і безпечні умови їх експлуатації обслуговуючим персоналом, необхідно оформити сертифікат на безпечну експлуатацію, згідно з встановленими зразками.

Технічне завдання дипломного проектування передбачає розрахунок і проектування візочного живильника. Створення здорових і безпечних умов праці на підприємстві обумовлюють необхідність раннього виявлення шкідливих і небезпечних факторів, для того щоб на стадії проектування намітити заходи, які слід проводити для забезпечення безпеки обслуговуючого персоналу. При проектуванні нової техніки повинні цілком враховуватися вимоги діючого законодавства по охороні праці.

1.8.1 ЕЛЕКТРОБЕЗПЕКА

Виробниче приміщення, у якому встановлений пункт керування візочним живильником, відповідно до діючих правил (ПУЕ) відноситься до приміщень з підвищеною небезпекою поразки людей електричним струмом.

Живильник повинен бути підключений до трьохфазної мережі струму частотою 50 Гц, напругою 380 В глухозаземленою нейтраллю через пристрій захисного відключення.

Причини враження обслуговуючого персоналу можуть бути наступні:

- помилкове вмикання установки;
- пробій на корпус;
- дотик людей до відкритих струмопровідних частин електроустаткування;
- старіння ізоляції і втрата її ізоляційних властивостей;
- дотик до частин установки, що можуть виявитися під напругою у випадку короткого замикання.

Трифазні ланцюги згідно “Правилам устрою електроустановок” (ПУЕ), при напрузі до 1000 В приймаються як трьохпровідні ланцюги з ізольованою нейтраллю.

Небезпека враження для людини визначається опором ланцюга людини. Зі зменшенням цих опорів ця небезпека збільшується.

Як величину тривалої враження струмом при нормальних умовах застосовують силу струму $I=0,01$ А. При тривалому влученні під напругу силу струму, що допускається, приймають рівній силі струму, не зухвалих порушень у режимі ритму роботи серця.

Безпека експлуатації устаткування забезпечується поруч організаційних і технічних мір захисту: застосуванням малих напруг, захисним поділом мереж, контролем і профілактикою ушкодження ізоляції, подвійною ізоляцією, забезпеченням неприступності струмоведучих частин, захисним заземленням, захисним зануленням, захисним відключенням, застосуванням засобів індивідуального захисту й ін.

З метою запобігання травм рекомендується вживати наступних заходів обережності:

- рубильники включення установки знаходитися в спеціальній шафі;
- силові кабелі помістити в спеціальні захисні металеві рукава;

- передбачити спеціальне захисне відключення установки у випадку влучення людини під напругу;
- вузли установки, що можуть виявитися під напругою, постачати затисками для підключення заземлення.

Біля датчиків заземлення нанести незмивний фарбою знаки «Земля» за ГОСТ 12.1.030-81.

Електрична міцність ізоляції перевіряється на іспитовій напрузі 200 В с частотою 50 Гц у пліні 1 хвилини.

Опір ізоляції повинен бути не менш 0,5 МОм.

Електрична апаратура, встановлена усередині робочих приміщень, повинна мати ступінь захисту Ір-51 ГОСТ 14254-80.

Ізоляція провідників виміряється мегаамперметром П044Т У25-0.4-1970-80.

1.8.2 ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ ПРИ РОБОТІ НА ВІЗКОВОМУ ЖИВИЛЬНИКУ

Вимоги безпеки перед початком роботи. Перед початком роботи машиніст живильника повинен надіти спецодяг та спецвзуття. Перед пуском візочного живильника машиніст живильника повинен перевірити :

стан з'єднувальних осей і кріплення ,опорних роликів; надійність кріплення болтових з'єднань; наявність і справність огорож обертових частин живильника; справність сигнальних і пускових пристроїв; наявність і цілісність заземлення; наявність мастила у вузлах тертя, в редукторі, в муфтах і підшипниках; відсутність на полотні візочного живильника і огорожах сторонніх предметів; наявність і стан інструменту, пристосувань ;

наявність засобів індивідуального захисту .

Перед пуском живильника провести включення систем гідрознеплення. При несправності візочного живильника і про всі виявлені недоліки машиніст живильника повинен повідомити майстра і не включати ві живильник до їх усунення. У разі передачі зміни без зупинки обладнання, машиніст візочного

живильника, який здає зміну, повинен доповісти машиністу, що приймає зміну, і майстру про всі місце несправності в роботі живильника. Зробити запис в журналі прийому - здачі зміни. Прибирання робочого місця та змащування механізмів провадиться у встановлений час.

Вимоги безпеки під час роботи. Машиніст візкового живильника зобов'язаний працювати у встановленому спецодязі і взутті, використовувати засоби індивідуального захисту: респіратор, протишумові навушники, захисну каску.

Також машиніст живильника зобов'язаний : бути уважним і виконувати вимоги встановлених звукових і світлових сигналів; пересуватися за встановленими проходах і перехідних містках; стежити за справністю огорожень рухомих і обертових частин живильника; містити зону обслуговування живильника в чистоті, не захаращуючи її сторонніми предметами; при здачі зміни доповідати змінному майстру про неполадки в роботі візочного живильника та заходи, вжиті до їх усунення, зробити запис у журналі прийому - здачі зміни .

Запуск живильника проводиться через 1 - 2 хв. після подачі встановлених сигналів про готовність суміжних з ним механізмів до запуску при повній впевненості у відсутності людей в небезпечній зоні або інших перешкод. Умовні позначення подаються сигналів повинні бути вивішені на робочому місці. Експлуатація живильника проводиться відповідно до інструкції з експлуатації. При виявленні при запуску будь яких несправностей живильник слід вимкнути, повідомити майстра і не включати до їх усунення .

Знімати або встановлювати огорожі, підтягувати болти, змащувати редуктор і підшипники, чистити пластини, проводити ремонт, здійснювати прибирання просипу допускається тільки після повної зупинки живильника, відключення від електромережі двигуна, знятих запобіжників.

Відключення від електромережі слід проводити в діелектричних рукавичках, стоячи на ізолюючому килимку . На пусковому пристрої слід вивісити табличку "Не вмикати! Працюють люди!" .

Під час роботи на візочному живильнику машиністу живильника забороняється: знаходитися поблизу від завантажувальної воронки, заглядати в неї; йти без дозволу майстра зі свого робочого місця.

У разі припинення подачі електроенергії машиніст візкового живильника зобов'язаний відключити електродвигун від мережі.

При виконанні ремонтних робіт на висоті більше 1,3 м машиніст живильника повинен користуватися спеціальною металевою драбиною і запобіжним поясом. Прикріплювати запобіжний пояс слід тільки до постійних, надійно укріплених конструкцій. Місця закріплення повинні бути позначені на конструкціях.

При виконанні слюсарних робіт машиніст візкового живильника повинен :

користуватися справним інструментом; кувалди, молотки повинні бути міцно насаджені на дерев'яні ручки; гайкові ключі повинні відповідати розмірам гайок і болтів. Нарощувати ключ іншим ключем забороняється, при необхідності слід користуватися ключем з подовженою рукояткою; при обрубці металу надягати захисні окуляри; працюючи зубилом, ставати так , щоб не поранити себе і оточуючих осколками; суміщення отворів при установці деталей проводити за допомогою оправок.

Після закінчення ремонту машиніст живильника повинен прибрати з живильника інструменти, запчастини та інші предмети.

Пуск візочного живильника в роботу після ремонту машиніст повинен робити під керівництвом майстра або бригадира, які провадили ремонтні роботи.

Вимоги безпеки в аварійних ситуаціях. При роботі візкового живильника можуть виникнути такі основні аварійні ситуації: руйнування бортів живильника;; загоряння електрообладнання, замикання електропроводки.

При виникненні аварійної ситуації машиніст візочного живильника повинен зупинити візочний живильник і подати бункерувальникам сигнал про припинення розвантаження автосамоскидів в бункер. Про ситуацію слід повідомити змінному майстру.

Участь у ремонтних роботах з відновлення бортів, заміні пластин живильника проводиться за вказівкою змінного майстра, при цьому повинні бути вжиті заходи, що виключають помилкове або мимовільне включення живильника .

При виникненні загоряння електрообладнання живильника машиніст повинен негайно відключити джерело електроживлення, повідомити диспетчеру і приступити до ліквідації загоряння, використовуючи порошкові вогнегасники.

Вимоги безпеки після закінчення роботи. Наприкінці зміни машиніст зупиняє живильник по сигналу диспетчера або у встановлений для цього час.

Після зупинки візочного живильника та вжиття заходів, що виключають помилкове або мимовільне його включення, машиніст живильника повинен: провести прибирання робочого місця від просипу; оглянути всі вузли живильника й огороження; очистити всі зовнішні частини живильника від пилу і масла; привести робоче місце в порядок, прибрати інструмент у спеціально відведене місце.

Виявлені при огляді дефекти потрібно усунути, а в разі неможливості ліквідації їх своїми силами доповісти про це змінному майстру.

Після закінчення роботи необхідно вимити руки і обличчя теплою водою з милом, прийняти душ.

Спецодяг та захисні засоби машиніст живильника повинен зберігати в гардеробній окремо від повсякденного одягу. Рваний і забруднений спецодяг необхідно здати в ремонт і прання.

1.8.3 ПОЖЕЖНА БЕЗПЕКА

Автоматизована лінія призначена для експлуатації в протипожежних зонах класу П-Па по ПУЕ. Вогнестійкість будівлі по СНиП 2.01.02-85 відповідає ступеню вогнестійкості II, згідно ОНТП 2486, категорія приміщення В.

Кількість поверхів будівлі не обмежується. Найбільша допустима площа поверхів між протипожежними стінами не обмежується.

Серед причин, які викликають спалах, найбільш частими є:

- несправність електроустаткування;
- струми короткого замикання і перевантаження кабелів живлення;
- спалах ізоляції електропроводів;
- використання вогню в недозволеному місці;
- пряма поразка блискавкою, яка може викликати пожежу і спричинити руйнування будівель;
- іскри при електро і газозварювальних роботах.

Запобігання можливості спалаху забезпечується наступними заходами:

- дотримання технологічних норм і правил експлуатації;
- куріння тільки у відведених місцях;
- своєчасне проведення інструктажу по техніці безпеки серед обслуговуючого персоналу;
- організація агітації по протипожежному захисті;
- наявність засобів організації, зокрема, системи електричної пожежної сигналізації (ЕПС) і засобів оперативного зв'язку з пожежною частиною;
- наявність засобів пожежогасінні безпосередньої близькості від установки (пісок, вогнегасник);

- будівля встановлена на відстані не менше 10 метрів від сусіднього будинку і 20 метрів від складів;

- заземлені металеві елементи, оскільки при появі блискавки можливе іскріння;

- на будівлі встановлені громовідводи сітчастого вигляду.

Для гасіння невеликих ділянок спалаху при відключеному електроустаткуванні застосовують вуглекислі вогнегасники ОУ-5 (2 шт.). Для гасіння включених електромереж застосовують порошкові вогнегасники ОП-10 (1 шт.). Вуглекислі вогнегасники застосовують також для гасіння складів з ЛВЖ, акумуляторних станцій і т.д. Проте двоокис вуглецю не можна застосовувати для гасіння речовин до складу молекул, яких входить кисень, лужних і лужноземельних металів, а також тліючих матеріалів.

Ширина отвору дверей евакуиходу - 2 метри. Кількість виходів - не меншого двох. Двері відкриваються назовні (СНиП 2.09.02-85).

ВИСНОВОК

В даному розділі було розглянуто актуальність дослідження і модернізації живильника візочного горизонтально-замкнутого. Було описано технологічну схему покраски об'ємних деталей за допомогою конвеєра візочного горизонтально замкнутого. Наведено його основні складальні одиниці, вибрано основні матеріали та наведено технологчні параметри його роботи. Проведено патентно-літературний огляд, за результатами якого обрано патент № RU208090C1, який дає змогу здійснити модернізацію візочного живильника, що позбавлена недоліків базової конструкції. Модернізований привід візочного живильника порівняно з діючим є простішим в експлуатації та економічно більш вигідний за рахунок меншої собівартості деталей. Проаналізовано загальні підходи в конструкції живильників візочних. В додатку А наведено патенти, що були використані під час патентного дослідження. Було проведено аналіз шкідливих факторів, таких як: електробезпека, повітря робочої зони, шум і освітлення. Встановлено, що вони відповідають нормативним документам і параметрам. Наведено рекомендації щодо монтажу та експлуатації живильника візочного горизонтально замкнутого

РОЗДІЛ II

Розрахунки

3MICT

2 Розрахунки, які підтверджують працездатність та надійність конструкції Живильника візочного горизонтально замкнутого

2.1 Параметричні розрахунки черв'ячного екструдера

Маємо наступні вихідні дані:

- річна продуктивність: $A = 1$ млн. т;
- коефіцієнт нерівномірності роботи $КН.Р. = 1,1$;
- число робочих днів у році $N_{роб} = 305$;
- число змін на добу $N_{см} = 3$;
- тривалість зміни ПММ $= 8$ ч;
- насипна щільність вантажу $\gamma = 2,5$ т / м³;
- максимальний розмір шматка $a_{мах} = 1000$ мм;
- кут нахилу живильника $\beta = 0$;
- відстань транспортування вантажу $L = 200$ м;
- стан атмосфери - волога;
- умови роботи - задовільні, забруднення.

1.2 Вибір тягового органу

Підбір тягового органу, який відповідає за міцністю і розрахунками напруги, проводиться за розрахунковою силою:

$$P_{расч} = S_{мах} + S_{дин};$$

де $S_{мах}$ – максимальна статична напруга ланцюга;

$S_{дин}$ – динамічна напруга ланцюга, спричинене нерівномірність її перебігу;

$$S_{дин} = \frac{6 \cdot \pi \cdot (q_m + C' \cdot q_0) \cdot L_2 \cdot v^2 \cdot g}{Z_a^2 \cdot t_{ц}}, Н;$$

де $v = 0,5$ м/с – швидкість ланцюга;

$Z_0 = 8$ – кількість зубів на привідній зірці;

$t_{ц} = 0,109$ м – попередній крок ланцюга;}

$L_2 = 21$ м – Довжина конвеєра;

$g = 9,81$ м/с² – прискорення вільного падіння;

$C' = 1,5$ – для конвеєрної стрічки завдовжки від 25 до 60 метрів ;

$$S_{\text{дин}} = \frac{6 \cdot 3,14 \cdot (55,6 + 1,5 \cdot 44,4) \cdot 21 \cdot 0,5^2 \cdot 9,81}{8^2 \cdot 0,109} = 16\,997 \text{ Н};$$

$$P_{\text{расч}} = 10\,418 + 16\,997 = 27\,415 \text{ Н.}$$

Виходячи з розрахункових зусиль, що надходять від тягового ланцюга $P_{\text{расч}} = 27\,415 \text{ Н}$ попередньо вибираємо зварний круглозв'язний ланцюг по ГОСТ 25996 – 97 з наступними параметрами:

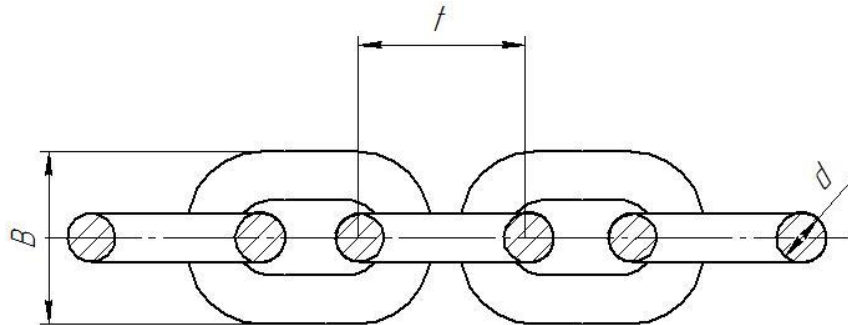


Рис. 2.1. – параметри зварного круглозв'язного ланцюга по ГОСТ 25996-97

крок ланцюга, $t = 63 \text{ мм}$;

калібр, $d = 8,5 \text{ мм}$;

ширина ланцюга, $b = 63 \text{ мм}$;

руйнівна навантаження = 40 кН ;

маса 1 м.п. = $6,5 \text{ кг}$.

1.3 Перевірочний розрахунок

1.3.1 Детальний тяговий розрахунок

Визначення тягового органу тягнеться здійснюється шляхом обходу маршруту по пунктах з бігової гілки на диску зірки в ході ланцюгів.

Завантаження:

$$q_{\Gamma} = 55,6 \cdot 9,81 = 546 \frac{\text{Н}}{\text{м}} - \text{Вага вантажу, що переміщується}$$

$$q_0 = 44,4 \cdot 9,81 = 436 \frac{\text{Н}}{\text{м}} - \text{погонна навантаження від маси тягового ланцюга.}$$

$$S_{\text{min}} = S_{\text{сб}} = S_1 = 3\,000 \text{ Н};$$

$$S_2 = S_1 + q_0 \cdot L_2 \cdot \omega - q_0 \cdot L_2 \cdot \omega \cdot$$

$$\cdot \sin \beta$$

$$= 3\,000 + 436 \cdot 11 \cdot 0,25 \cdot \cos 14 - 436 \cdot 11 \cdot 0,25$$

$$\cdot \sin 14 = 3\,873,3 \text{ Н};$$

$$S_3 = S_2 \cdot K_1 = 3873,3 \cdot 1,08 = 4\,183,2 \text{ Н};$$

$$S_4 = S_3 + q_0 \cdot L_1 \cdot \omega = 4\,183,2 + 436 \cdot 10 \cdot 0,25 = 5\,273,2 \text{ Н};$$

$$S_5 = S_4 \cdot K_2 = 5273,2 \cdot 1,08 = 5\,695,1 \text{ Н};$$

$$S_6 = S_5 + (q_0 + q_r) \cdot L_1 \cdot \omega = 5695,1 + (436 + 546) \cdot 10 \cdot 0,25 = 8\,150,1 \text{ Н};$$

$$S_7 = S_6 \cdot K_3 = 8\,150,1 \cdot 1,04 = 8\,476,1 \text{ Н};$$

$$S_8 = S_{\max} = S_7 + (q_0 + q_r) \cdot L_2 \cdot \omega \cdot$$

$$\cdot \cos \beta + (q_0 + q_r) \cdot L_2 \cdot \omega$$

$$\cdot \sin \beta = 8476,1 + (436 + 546) \cdot 11 \cdot 0,25 \cdot \cos 14 + (436 + 546)$$

$$\cdot 11 \cdot 0,25 \cdot \sin 14 = 11\,750 \text{ Н}.$$

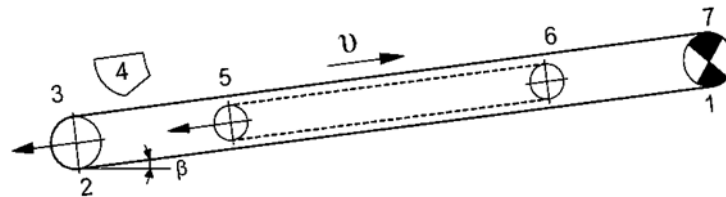


Рис. 3.1.-схема натягивання транспортера тягового органу конвеєра

Тягова сила на диску зірки:

$$W = S_8 - S_1 + W_{\text{пр}} = 11\,750 - 3\,000 + (11\,750 + 3\,000) \cdot 0,08 = 9\,930 \text{ Н}.$$

$$S_{\text{сб}} = S_1 = 3\,000 \text{ Н};$$

$$S_{\text{наб}} = S_8 = 11\,750 \text{ Н}.$$

Опір перегину від передективних пристроїв:

$$W_{\text{из}} = \frac{2,1 \cdot \mu \cdot \delta_2 \cdot S_{\text{наб}}}{D_0}, \text{ Н};$$

где $D_0 = 0,65 \text{ м}$ —діаметр початкової окружності зірочки;

$\mu = 0,45$ —коефіцієнт тертя в шарнірах без змащення;

$\delta_2 = 0,018 \text{ м}$ —діаметр валика ланцюгового ;

$$W_{\text{из}} = \frac{2,1 \cdot 0,45 \cdot 0,018 \cdot 11\,750}{0,65} = 307 \text{ Н}.$$

Опір від перегину на привідній зірці

$$W_{\text{из.п}} = \frac{(S_{\text{нб}} + S_{\text{сб}}) \cdot \mu \cdot v}{D_0} = \frac{(11\,750 + 3\,000) \cdot 0,45 \cdot 0,5}{0,65} = 5\,106 \text{ Н.}$$

Опір підшипниках валу приводу:

$$W_{\text{п.п}} = (S_{\text{нб}} + S_{\text{сб}}) \cdot \omega_{\text{в}} \cdot \sin \frac{\alpha_{\text{б}}}{2}, \text{ Н;}$$

де $\alpha_{\text{б}} = 90^\circ$ – кут перегину робочого органу;

$\omega_{\text{в}} = 0,06$ – коефіцієнт опору в підшипнику;

$$W_{\text{п.п}} = (11\,750 + 3\,000) \cdot 0,06 \cdot \sin \frac{90}{2} = 626 \text{ Н.}$$

1.4 Визначення параметрів привідної станції

1.4.1 Визначення потужності привідної станції

$$N = \frac{K_3 \cdot v \cdot (S_{\text{нб}} - S_{\text{сб}} + W_{\text{из.п}} + W_{\text{п.п}} + W_{\text{из}})}{1000 \cdot \eta} =$$

$$= \frac{1,25 \cdot 0,5 \cdot (11\,750 - 3\,000 + 5\,106 + 626 + 307)}{1000 \cdot 0,8} = 11,6 \text{ кВт.}$$

Виконуємо оцінювання потужності візочного живильника відносно швидкості ланцюга

Виконуємо оцінювання провідної станції відносно швидкості ланцюга

1.4.2 Розрахунок зусилля в ланцюгу

Питомий тиск:

$$S_{\text{расч.у}} = S_{\text{мах}} + K_{\text{кр}} \cdot S_{\text{дин}}, \text{ Н;}$$

де $K_{\text{кр}} = 0,7$ – коефіцієнт, який враховує короткострокову тривалість динамічних навантажень;

$$S_{\text{расч.у}} = 10\,418 + 0,7 \cdot 16\,997 = 22\,316 \text{ Н.}$$

Обчислення по режиму запуску:

$$S_{\text{расч.п}} = \frac{1000 \cdot N \cdot K_{\text{п}} \cdot \eta}{v} + S_{\text{сб}}, \text{ Н;}$$

де $K_{\text{п}} = 1$ – коефіцієнт кратності пускового моменту;

$$S_{\text{расч.п}} = \frac{1000 \cdot 11,6 \cdot 1 \cdot 0,8}{0,5} + 3\,000 = 21\,560 \text{ Н;}$$

Розрахунок запасу міцності круглозвеного ланцюга:

$$K = \frac{S_{\text{разр}}}{S_{\text{расч}}}; S_{\text{разр}}/S_{\text{расч}}^{\wedge};$$

де $S_{\text{разр}} = 40\,000\text{ Н}$ – розривнезусилля ланцюга;

$$K = \frac{S_{\text{разр}}}{S_{\text{расч.п}}} = \frac{40000}{21560} = 1,8.$$

Обраний попередньо круглозв'язний ланцюг задовольняє вимогам по нагрузкам, обчислюваним в подробном тяговом розрахунку.

1.4.3 Вибір електродвигуна

На основі необхідної потужності приводу проектованого конвеєра $N = 11,6$ кВт, вибираємо з каталогу один електродвигун загального призначення з наступними параметрами:

Розмір двигуна	Мощно сть, кВт	Частота обертів ,мин ⁻¹	$T_{\text{пуск}}/T_{\text{ном}}$	$T_{\text{мин}}/T_{\text{ном}}$	$T_{\text{макс}}/T_{\text{ном}}$	Момент инерції ротора, кг·м ²
4A160M6 УЗ	15	975	1,2	1,0	2,0	0,182

1.4.4 Підбір редуктора

Визначте кутову швидкість провідного вала:

$$\omega = \frac{2 \cdot v}{D_0} = \frac{2 \cdot 0,5}{0,65} = 1,54 \frac{\text{рад}}{\text{с}};$$

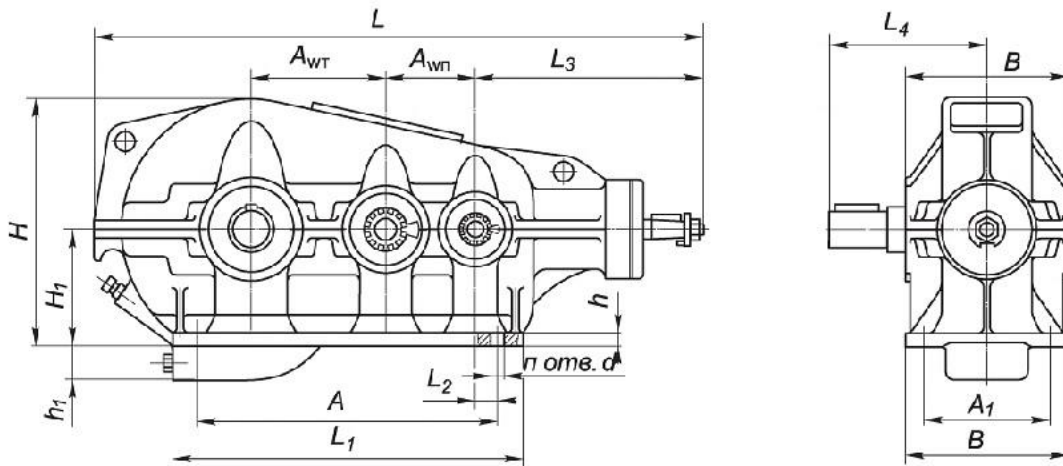
Взначимо швидкість обертання провідного вала:

$$n_{\text{в}} = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 1,54}{3,14} = 14,7 \frac{\text{об}}{\text{мин}};$$

Визначити необхідну передачнечисло редуктора:

$$U_{\text{р.необх}} = \frac{n_{\text{эд}}}{n_{\text{в}}} = \frac{975}{14,71} = 66,28.$$

З каталогу вибираємо два трьохступінчастих конічно-циліндричних редуктора КЦ2 – 1300 з наступними параметрами:



1.4.5 Габаритні і з'єднювальні розміри редукторів КЦ2

Передаточне відношення вибраного редуктора складає $U_p = 71$.

Визначимо фактичну швидкість пересування ланцюга:

$$n_B = \frac{n_{эд}}{U_p} = \frac{975}{71} = 13,7 \frac{\text{об}}{\text{мин}};$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_B}{30} = \frac{3,14 \cdot 13,7}{30} = 1,44 \frac{\text{рад}}{\text{с}};$$

$$v = \frac{\omega \cdot D_0}{2} = \frac{1,44 \cdot 0,65}{2} = 0,5 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

Реальна максимальна продуктивність живильника складе:

$$Q = 3600 \cdot K \cdot h_0^2 \cdot \psi \cdot C_B \cdot \gamma \cdot v = 3600 \cdot 3 \cdot 0,2^2 \cdot 0,6 \cdot 0,9 \cdot 0,8 \cdot 0,48 = 91,6 \frac{\text{т}}{\text{ч}};$$

Розрахункова продуктивність скребкового живильника задовільняє завдання.

1.5 Розрахунок ведучого вала

1.5.1 Проектуючий розрахунок ведучого вала

Для виробництва ведучого вала візочного живильника вибираємо матеріал сталь 40Х.

Твердість вала: $\sigma_B = 650 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 550 \text{ МПа}$, $HV = 350$, $[\tau] = 230 \text{ МПа}$.

Найдем діаметр вала:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]}};$$

$$\text{де } T = 9550 \cdot \frac{P \cdot \eta}{n} = 9550 \cdot \frac{30 \cdot 0,8}{13,7} = 16\,730 \text{ кНм} \quad - eT = 9550 \cdot P \cdot \eta / n = 9550 \cdot 30 \cdot 0,8 / 13,7 = 16\,730 \text{ кНм}$$

0,8/13,7=16 730 кНм-обертовий момент на ведучому валу живильника;

$[\tau] = 230 \text{ МПа}$ – допустима напруга матеріалу вала на кручення;

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16\,730 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 230}} = 60,3 \text{ мм};$$

Відповідно до низки стандартних розмірів внутрішніх кілець підшипника, вибираємо мінімальний діаметр вала $d_B = 65 \text{ мм}$.

1.5.2 Перевірочний розрахунок ведучого вала

Визначаємо кругову силу, що діє зі сторони зірочки на вал:

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{D_0} \cdot 10^3;$$

де T – обертовий момент, передаючийся від тихохідного вала редуктора на ведучий вал живильника;

$$F_t = \frac{2 \cdot 16,73}{0,65} \cdot 10^3 = 51\,477 \text{ Н};$$

Визначте радіальну силу, що діє зі сторони зірочки до вала:

$$F_r = \frac{N}{2 \cdot v} \cdot \operatorname{tg} \alpha;$$

де $N = 15 \text{ кВт}$ – передавальна потужність на вал живильника;

$v = 0,48 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ – швидкість руху ланцюга;

$\alpha = 45^\circ$ – кут зачеплення в ланцюговій передачі;

$$F_r = \frac{N}{2 \cdot v} \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{15\,000}{2 \cdot 0,48} \cdot \operatorname{tg} 45^\circ = 15\,625 \text{ Н}.$$

Визначаємо кругову силу, що діє на вал зі сторони зубчатої муфти:

Редуктор	Aw т	Aw п	A	A1	B	H	H1	h	h1	L	L1	L2	L3	L4	d	n
КЦ2-500	300	200	705	300	350	600	315	25	-	1300	830	90	460	327	22	6
КЦ2-750	450	300	1120	470	550	765	335	35	130	1883	1260	120	625	464	33	10
КЦ2-1000	600	400	1530	600	690	956	400	40	200	2482	1700	165	848	615	33	10
КЦ2-1300	800	500	2020	740	850	1282	530	50	240	3178	2200	220	1030	790	39	10

$$F_{tM} = \frac{2 \cdot T}{d_M} \cdot 10^3 = \frac{2 \cdot T}{m \cdot z} \cdot 10^3;$$

де T – передавальна момент через муфту;

$m = 4$ – модуль зубців зубчатої муфти;

$z = 54$ – число зубців півмуфти;

$$F_{tM} = \frac{2 \cdot 16,73}{4 \cdot 54} \cdot 10^3 = 155 \text{ Н};$$

Визначаємо радіальну силу, що діє на вал зі сторони зубчатої муфти:

$$F_{rM} = 0,25 \cdot F_{tM} = 0,25 \cdot 155 = 38,8 \text{ Н}.$$

1.5.3 Вибір підшипників кочення

Робимо розрахунок роликового сферичного радіального дворядного підшипника 3153114 ГОСТ 24696-81. Розрахунок підшипника заключається в визначенні його довговічності через його еквівалентну динамічну вантажопідйомність. Мінімальний необхідний термін служби підшипника повинен бути не менше 20000 год.

Визначаємо еквівалентну динамічну навантажку:

$$P_m = (V \cdot X_m \cdot F_r + Y_m \cdot F_a) \cdot k_\delta \cdot k_t,$$

де $X_m = 0,8$ - коефіцієнт радіальної навантажки на валу;

V - коефіцієнт обертання кільця ($V = 1$ при обертанні відносно навантажки внутрішнього кільця);

F_r - радіальна навантажка на підшипник;

$Y_m = 1,07$ - коефіцієнт осьової навантажки;

$F_a = 0 \text{ Н}$ - осьова навантажка на підшипник;

$k_\delta = 1,2$ - коефіцієнт безпеки;

k_t - коефіцієнт впливу температури ($k_t = 1$ при $t < 150^\circ\text{C}$).

Визначимо загальні радіальні навантажки на підшипники:

$$F_{rA} = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{25\,709^2 + 7\,800^2} = 26\,866 \text{ Н},$$

$$F_{rB} = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{25\,930^2 + 7\,840^2} = 27\,089 \text{ Н};$$

$$\begin{aligned} P_{mA} &= (X \cdot V \cdot F_{r1} + Y \cdot F_a) \cdot k_\delta \cdot k_t = (1 \cdot 0,8 \cdot 26\,866 + 1,07 \cdot 0) \cdot 1 \cdot 1,2 \\ &= 25\,791 \text{ Н}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_{mB} &= (X \cdot V \cdot F_{r2} + Y \cdot F_a) \cdot k_\delta \cdot k_t = (1 \cdot 0,8 \cdot 27\,089 + 1,07 \cdot 0) \cdot 1 \cdot 1,2 \\ &= 24\,085 \text{ Н}; \end{aligned}$$

Так як $P_{mA} > P_{mB}$, то розрахунок довговічності ведем по підшипнику, установленном в опорі А.

Визначаємо срок служби підшипника:

$$L = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C_r}{P_m} \right)^p,$$

де $n = 13,7 \text{ мин}^{-1}$ - частота обертання вала (внутрішнього кільця підшипника);

$C_r = 200\,000 \text{ Н}$ - динамічна вантажопідйомність підшипника ;

p - показник степені ($p = 10/3$ для роликових підшипників);

$$L = \frac{10^6}{60 \cdot 13,7} \cdot \left(\frac{160\,000}{25\,791} \right)^{\frac{10}{3}} = 533\,704 \text{ ч.}$$

Срок служби вибраного підшипника 3153114 достатній, що дозволяє застосувати його в опорах привідного і натяжного валів розробленого живильника.

1.6 Вибір з'єднювальних муфт

1.6.1 Вибір пружної втулично-пальцевої муфти

Для з'єднання вала двигуна і бистрохідного вала редуктора, установлених на одном рівні, застосовуємо пружну втулично-пальцеву муфту.

Муфту вибираємо по діаметру з'єднювальних валів і розрахованому моменту T_p ,

який повинен знаходитися в межах номінального.

Визначаємо розрахунковий обертовий момент:

$$T_p = T_1 \cdot K \leq T_m,$$

де T_1 — обертовий момент на бистрохідному валі редуктора;

$K = 1,2$ — коефіцієнт динамічності роботи привода;

T_m — номінальний обертовий момент муфти.

$$T_p = T_1 \cdot K = 490 \cdot 1,2 = 583 \text{ Нм.}$$

На бистрохідний вал редуктора устанавлюємо пружну втулично-пальцеву муфту з наступними параметрами:

$T_m = 2000 \text{ Нм}$ — номінальний обертовий момент;

$n = 2300 \text{ об/мин}$ — максимальна частота обертання;

$D = 250$ мм – діаметр фланця півмуфти;

$L = 288$ мм – довжина муфти;

$l = 140$ мм – довжина півмуфти;

$d_{\text{п}} = 24$ мм – діаметр пальця;

$Z = 10$ – кількість пальців.

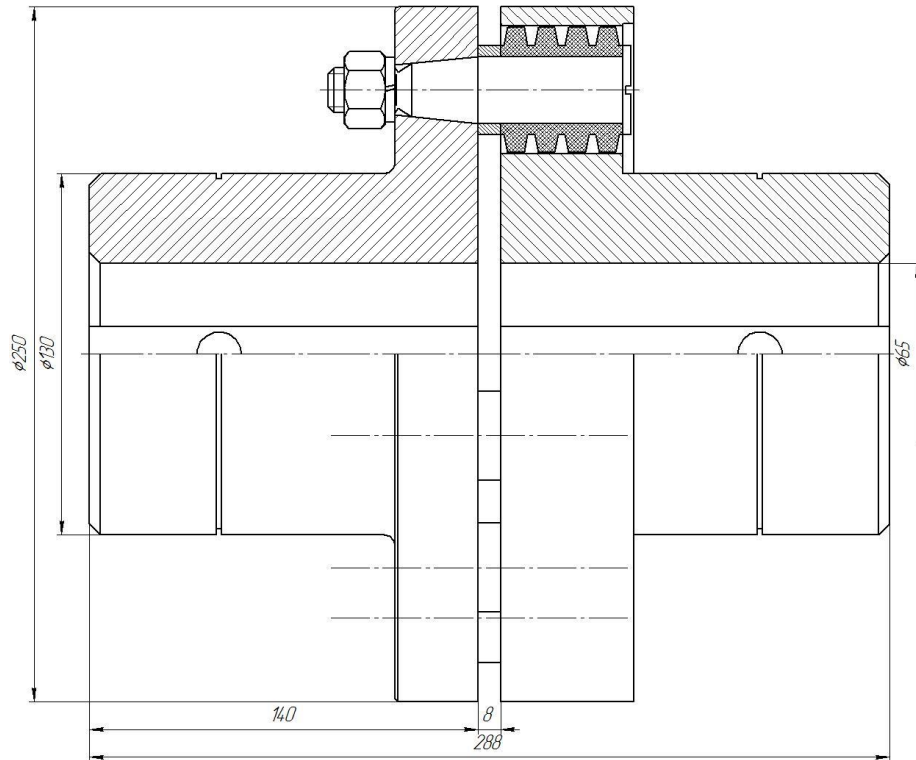


Рис.3.4. Муфта пружня втулично-пальцева

1.6.2 Вибір зубчастої муфти

Для з'єднання вихідного вала редуктора з виконавчим механізмом застосовують обично компенсуючі муфти. Ними з'єднують вали, маючі незначні зміщення – осьові, радіальні і кутові.

Вибрана зубчаста муфта має наступні параметри:

$M_{\text{к}} = 16\,000$ Нм – номінальний обертовий момент;

$n = 1740$ об/мин – максимальная частота обертання;

$D = 410$ мм – діаметр фланця;

$D_1 = 330$ мм – діаметр зовнішньої обойми;

$D_2 = 230$ мм – діаметр внутрішньої обойми;

$B = 75$ мм – ширина фланця;

$l = 160$ мм – довжина внутрішньої обойми;

$b = 35$ мм – ширина зубчастого вінця;

$d = 160$ мм – посадочний діаметр півмуфти;

$m = 6$ мм – модуль зубців;

$Z = 44$ – число зубців.

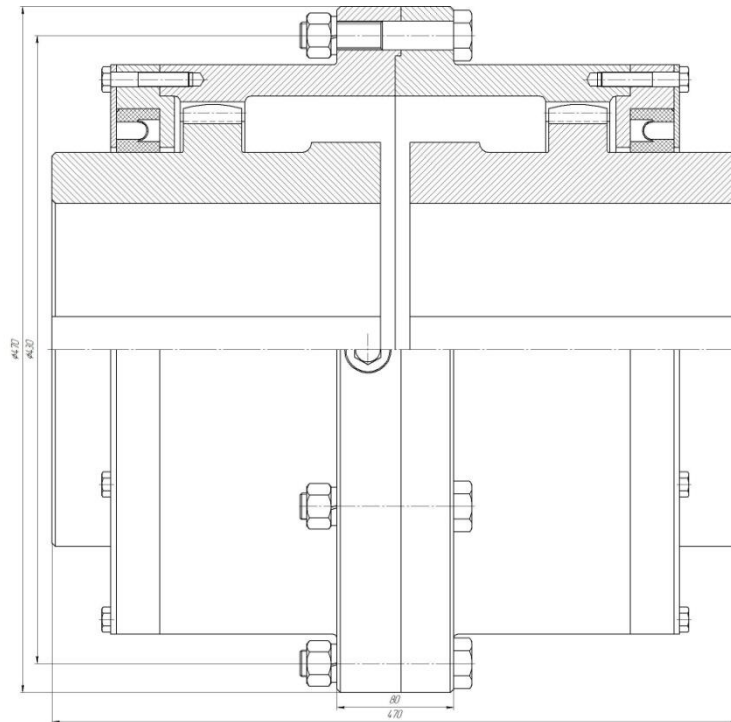


Рис. 3.5. Муфта зубчаста

1.7 Розрахунок шпоночних з'єднань

На вали привода візочного живильника установлюємо шпонки по ГОСТ 23360 – 78.

Розміри шпонки b , h , t_1 визначаємо в залежності від діаметра вала. Довжина шпонки приймається згідно ГОСТу в залежності від довжини ступиць.

Умови прочності на зжаття шпонки:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot (h - t_1) \cdot l} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

де T – бертовий момент на валу;

d – діаметр вала;

h – висота шпонки;

t_1 – глибина шпоночного паза на валу;

l – довжина шпонки;

$[\sigma_{\text{см}}] = 590$ МПа – допустиме напруження на зжаття шпонки.

1.7.1 Розрахунок шпоночних з'єднань електродвигуна з глухою муфтою

Раніше вибираємо шпонки з наступними параметрами:

$$T = 490 \text{ Нм};$$

$$d = 45 \text{ мм};$$

$$h = 9 \text{ мм};$$

$$t_1 = 5,5 \text{ мм};$$

$$l = 80 \text{ мм};$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot (h - t_1) \cdot l} = \frac{2 \cdot 490 \cdot 10^3}{45 \cdot (9 - 5,5) \cdot 80} = 77,8 \text{ МПа} \leq [590],$$

Вибрана шпонка задовільняє умови зжаття і підходить для застосування в даному з'єднанні.

1.7.2 Розрахунок шпоночного з'єднання тихохідного вала редуктора с ведучим валом живильника

Раніше виберемо шпонку з наступними параметрами:

$$T = 16\,730 \text{ Нм};$$

$$d = 80 \text{ мм};$$

$$h = 12 \text{ мм};$$

$$t_1 = 9 \text{ мм};$$

$$l = 100 \text{ мм};$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot T}{2 \cdot d \cdot (h - t_1) \cdot l} = \frac{2 \cdot 16\,730 \cdot 10^3}{2 \cdot 80 \cdot (12 - 9) \cdot 100} = 518 \text{ МПа} \leq [590],$$

Вибрана шпонка задовільняє умови зжимання і підходить для застосування в даному з'єднанні.

1.7.3 Розрахунок шпоночних з'єднань ведучої зірочки с привідним валом живильника

Раніше вибираємо шпонки з наступними параметрами:

$$T = 17\,482 \text{ Нм};$$

$$d = 100 \text{ мм};$$

$$h = 16 \text{ мм};$$

$$t_1 = 10 \text{ мм};$$

$$l = 100 \text{ мм};$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot (h - t_1) \cdot l} = \frac{2 \cdot 17\,482 \cdot 10^3}{2 \cdot 100 \cdot (16 - 10) \cdot 100} = 279 \text{ МПа} \leq [590].$$

Вибрана шпонка задовільняє умови зжаття і підходить для застосування в даному з'єднанні.

1.8 Визначаємо реакції і моменти.

1.8.1 Визначення опорних реакцій в горизонтальній площині.

Визначаємо опорну реакцію в точці В:

$$\begin{aligned} \sum M(A) &= R_B \cdot (1,0) - F_t \cdot (0,5) + F_{tM} \cdot (0,2) = 0; \\ R_B &= \frac{-F_t \cdot (0,5) + F_{tM} \cdot (0,2)}{(1,0)} = \frac{-51,477 \cdot (0,5) + 0,155 \cdot (0,2)}{(1,0)} \\ &= -25,709 \text{ кН}; \end{aligned}$$

Визначаємо опорну реакцію в точці А:

$$\begin{aligned} \sum M(B) &= -R_A \cdot (1,0) + F_t \cdot (0,5) + F_{tM} \cdot (0,2 + 1,0) = 0; \\ R_A &= \frac{F_t \cdot (0,5) + F_{tM} \cdot (0,2 + 1,0)}{(1,0)} = \frac{51,477 \cdot (0,5) + 0,155 \cdot (0,2 + 1,0)}{(1,0)} \\ &= 25,93 \text{ кН}; \end{aligned}$$

Визначаємо згинаючі моменти в перерезі X_1 :

$$M_{X_1} = R_B \cdot X_1, \quad 0 \leq X_1 \leq 0,5;$$

$$\text{при } X_1 = 0, M_{X_1} = R_B \cdot 0 = 25,709 \cdot 0 = 0 \text{ кНм};$$

$$\text{при } X_1 = 0,5, M_{X_1} = R_B \cdot 0,5 = 25,709 \cdot 0,5 = 12,85 \text{ кНм},$$

так як балка звернена опуклістю вниз, то на епюрі значення згинального моменту відкладаємо у від'ємному напрямку.

Визначаємо згинаючі моменти в еперезі X_2 :

$$M_{X_2} = F_{tM} \cdot X_2, \quad 0 \leq X_2 \leq 0,2;$$

$$\text{при } X_2 = 0, M_{X_2} = F_{tM} \cdot 0 = 0,155 \cdot 0 = 0 \text{ кНм};$$

$X_2 = 0,2, M_{X_2} = F_{tM} \cdot 0,2 = 0,155 \cdot 0,2 = 0,031 \text{ кНм}$, - так як балка звернена опуклістю уверх, то на епюрі значення згинального моменту відкладаємо у додатковому напрямку.

1.8.2 Визначення опорних реакцій у вертикальній площині.

Визначаємо опорну реакцію в точці В:

$$\sum M(A) = R_B \cdot (1,0) - F_r \cdot (0,5) + F_{rM} \cdot (0,2) = 0;$$
$$R_B = \frac{F_r \cdot (0,5) - F_{rM} \cdot (0,2)}{(1,0)} = \frac{15,625 \cdot (0,5) - 0,0388 \cdot (0,2)}{(1,0)} = 7,8 \text{ кН};$$

Визначаємо опорну реакцію в точці А:

$$\sum M(B) = -R_A \cdot (1,0) + F_r \cdot (0,5) + F_{rM} \cdot (0,2 + 0,5) = 0;$$
$$R_A = \frac{F_r \cdot (0,5) + F_{rM} \cdot (0,2 + 0,5)}{(1,0)} = \frac{15,625 \cdot (0,5) + 0,0388 \cdot (0,2 + 0,5)}{(1,0)}$$
$$= 7,84 \text{ кН};$$

Визначаємо згинаючі моменти в перерезі Y_1 :

$$M_{Y_1} = R_B \cdot Y_1, \quad 0 \leq Y_1 \leq 0,5;$$

при $X_1 = 0$, $M_{Y_1} = R_B \cdot 0 = 7,8 \cdot 0 = 0 \text{ кНм};$

при $X_1 = 0,5$, $M_{Y_1} = R_B \cdot 0,5 = 7,8 \cdot 0,5 = 3,9 \text{ кНм}$, так як балка звернена опуклістю уверх, то на епюрі значення згинального моменту відкладаємо у від'ємному напрямку.

Визначаємо згинаючі моменти в перерезі Y_2 :

$$M_{Y_2} = F_{rM} \cdot Y_2, \quad 0 \leq Y_2 \leq 0,2;$$

при $X_2 = 0$, $M_{Y_2} = F_{rM} \cdot 0 = 0,0388 \cdot 0 = 0 \text{ кНм};$

$X_2 = 0,2$, $M_{Y_2} = F_{rM} \cdot 0,2 = 0,0388 \cdot 0,2 = 0,00776 \text{ кНм}$, - так як балка звернена опуклістю уверх, то на епюрі значення згинального моменту відкладаємо у додатковому напрямку.

Визначаємо загальні згинаючі моменти на областях вала:

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2};$$

$$M_{\Sigma 1} = \sqrt{M_{X1}^2 + M_{Y1}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Нм};$$

$$M_{\Sigma 2} = \sqrt{M_{X2}^2 + M_{Y2}^2} = \sqrt{(0,031)^2 + (0,00776)^2} = 0,032 \text{ кНм};$$

$$M_{\Sigma 3} = \sqrt{M_{X3}^2 + M_{Y3}^2} = \sqrt{(-12,85)^2 + (-3,9)^2} = 13,43 \text{ кНм};$$

$$M_{\Sigma 4} = \sqrt{M_{X4}^2 + M_{Y4}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ кНм};$$

Визначаємо обертові моменти на участках вала:

$$T_1 = 16,73 \text{ кНм};$$

$$T_2 = 16,73 \text{ кНм};$$

$$T_3 = 16,73 \text{ кНм};$$

$$T_4 = 0 \text{ кНм};$$

Визначаємо еквівалентні моменти на участках вала:

$$M_{\text{экв.}} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + T^2};$$

$$M_{\text{экв.1}} = \sqrt{M_{\Sigma 1}^2 + T_1^2} = \sqrt{0^2 + 16.73^2} = 16.73 \text{ кНм};$$

$$M_{\text{экв.2}} = \sqrt{M_{\Sigma 2}^2 + T_2^2} = \sqrt{0,032^2 + 16.73^2} = 16.73 \text{ кНм};$$

$$M_{\text{экв.3}} = \sqrt{M_{\Sigma 3}^2 + T_3^2} = \sqrt{13.43^2 + 16.73^2} = 21.45 \text{ кНм};$$

$$M_{\text{экв.3}}' = \sqrt{M_{\Sigma 3}^2 + T_3^2} = \sqrt{13.43^2 + 0^2} = 13.43 \text{ кНм}$$

$$M_{\text{экв.4}} = \sqrt{M_{\Sigma 4}^2 + T_4^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ кНм}.$$

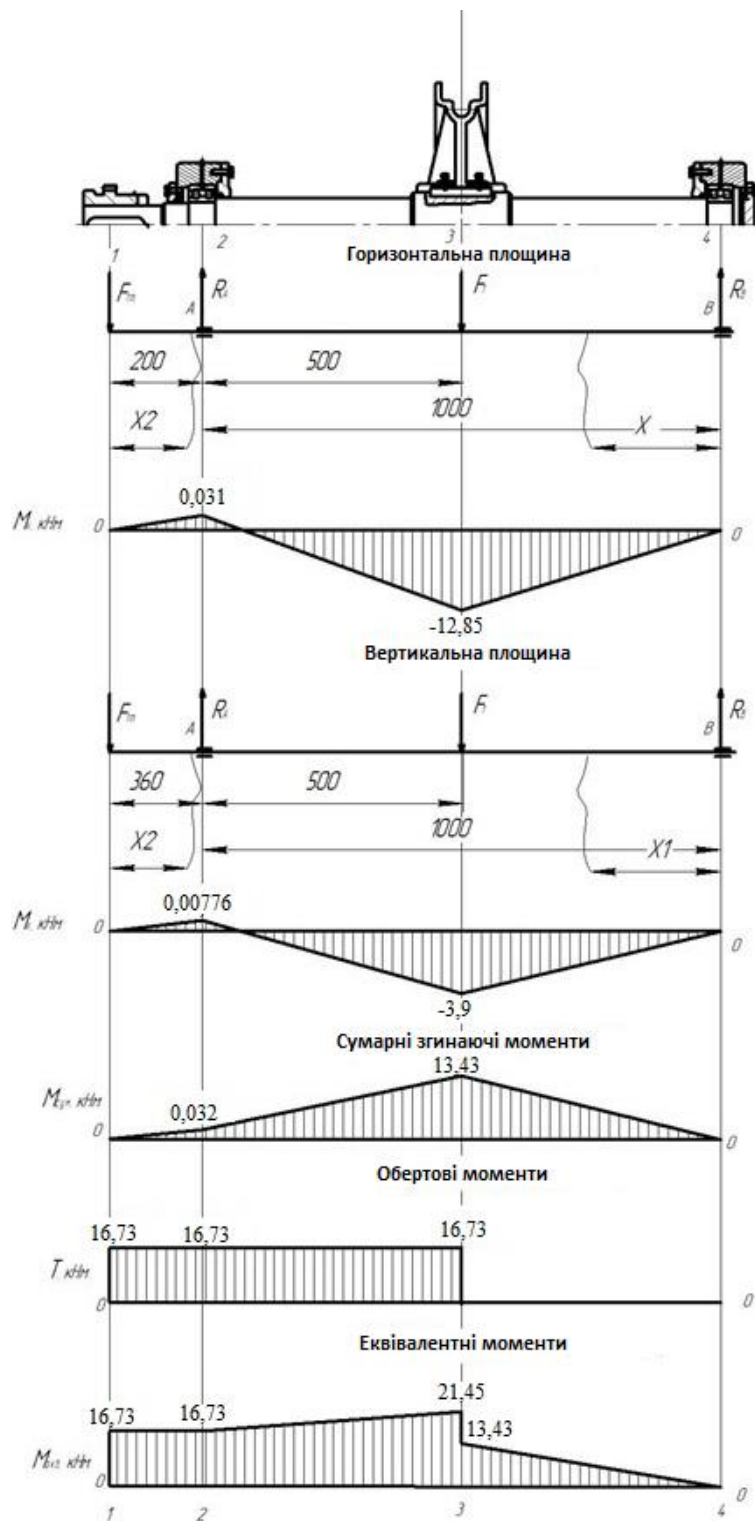


Рис. 3.3. – Схема напружень ведущого вала живильника

Згідно з побудованими епюрами визначаємо небезпечні переріз вала, що знаходиться в місті дії максимального зусилля. Для ведучого вала живильника

таке місце є перетином, в якому еквівалентний момент складає

$$M_{\text{экв.з}} = 21.45 \text{ кНм.}$$

Визначаємо критичний діаметр ведучого вала:

$$d_{\text{крит}} = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}}^{\text{max}}}{0.1 \cdot [\sigma]_{\text{изг}}}} = \sqrt[3]{\frac{21\,450 \cdot 10^3}{0.2 \cdot [230]}} = 77.5 \text{ мм.}$$

Вибраний раніше діаметр вала не задовільняє умови міцності, тому вибираємо діаметр вала, який буде більше розрахованого $d_{\text{крит}} = 77.5 \text{ мм.}$ остаточно вибираємо мінімальний діаметр вала 80 мм.

1.8.3 Визначення параметрів натяжної станції

Так як довжина живильника складає менше 100 м, то для натягування тягового ланцюга вибираємо гвинтовий пристрій.

Умови натягування:

$$P_H = S_8 + S_1 = 11\,750 + 3\,000 = 14\,750 \text{ Н.}$$

Хід натяжного пристрою приймаємо $L_H = 1000 \text{ мм.}$

Розрахункове напруження в одній пружині з урахуванням рівномірного розподілення нагрздки:

$$P = \frac{1}{2} \cdot P_H \cdot K_3;$$

де $K_3 = 1.2$ — коефіцієнт запаса;

$$P = \frac{1}{2} \cdot P_H \cdot K_3 = \frac{1}{2} \cdot 14\,750 \cdot 1.2 = 8\,850 \text{ Н.}$$

1.8.4 Розрахунок натяжних гвинтів

Визначаємо діаметр гвинта з умови, що напруження, виникаючі в матеріалі гвинта, менше максимально допустимих для даного матеріала гвинта.

В якості матеріала гвинта вибираєм сталь 40Х ($[\sigma_{\text{сж}}] = 107 \text{ МПа}$).

Визначимо мінімально допустимий діаметр різьби натяжного гвинта:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot P}{\pi \cdot [\sigma_{\text{сж}}]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8\,850}{3.14 \cdot [107] \cdot 10^6}} = 0.052 \text{ м} = 52 \text{ мм.}$$

Приймаємо діаметр різьби ходового гвинта 52 мм.

ВИСНОВОК

Приведено розрахунки, що підтверджують працездатність та надійність конструкції живильника візочного горизонтально-замкнутого, а саме параметричні, міцнісні, розрахунки натяжного пристрою.

Визначено основні розміри живильника візочного.

Визначено максимальну теоретичну продуктивність живильника візочного горизонтально-замкнутого.

Визначено потужність, перевірили живильник на стійкість та міцність.

РОЗДІЛ ІІІ
Технологія машинобудування

ЗМІСТ

3.1 Аналіз технологічності конструкції	
деталі.....	
3.2 Вибір методу отримання	
заготовки.....	
3.3 Визначення припусків на механічну обробку.....	
3.4 Вибір технологічних баз і обґрунтування прийнятої схеми	
базування....	
4. Розрахунок режимів різання.....	
4.1 Режими різання при точінні попередньому.....	
4.2 Режими різання при точінні завершальному.....	
Висновок.....	

3.1 Аналіз технологічності конструкції деталі

Правила забезпечення технологічності конструкції деталей розглянуті в ГОСТ 14.301-83.

Деталь, що розглядається, півмуфти, відноситься до деталей типу тіл обертання класу фланців і має просту конфігурацію.

Поверхні Ø 160, Ø 100 забезпечують надійне базування і закріплення деталі при обробці її на металорізальних верстатах.

Деталь виготовлена із сталі 40Х, яка не дуже добре обробляється різанням, тому що в якості легуючого елемента використаний хром, що знижує технологічність деталі.

Всі розміри деталі в основному уніфіковані і не потребують великої номенклатури ріжучого інструменту. Деталь достатньо жорстка для використання високопродуктивних методів обробки. Всі поверхні доступні для обробки і вимірювання.

Дана деталь відноситься до класу фланців, що забезпечує можливість використання типових технологічних процесів обробки фланців. В деталі забезпечена технологічна прив'язка точності розмірів і шорсткості. В конструкції деталі є канавки для виходу різального інструменту.

C	Si	Mn	Cr	Ni	Cu	S	P
				не более			
0,36-0,44	0,17-0,37	0,50-0,80	0,45-0,75	0,30	0,30	0,035	0,035

В цілому по якісним показникам деталь технологічна.

3.2 Вибір методу отримання заготовки

Заготовки в машинобудуванні можуть бути отримані наступними способами:

литтям ковкою, штамповкою, пресуванням, із прокату, зварюванням, комбінованими методами.

Для даної деталі найбільш доцільно отримати заготовку штамповкою на ГКСШ

або ковкою.

Розрахуємо коефіцієнти використання матеріалу (K_v) для випадку отримання заготовки методом гарячої штамповки та методом ковки.

$$(2.1) \quad K_v = \frac{M_d}{M_z}$$

Де

M_d - маса деталі, кг; $M_d = 5$ кг (з креслення деталі); M_z - маса заготовки, кг.

Для

штамповки:

$$K_{v_{ш}} = \frac{5}{7,63} = 0,655$$

Для ковки:

$$K_{BK} = \frac{5}{13,9} = 0,359$$

Таким чином, з погляду використання матеріалу, краще використовувати для отримання заготовки метод гарячої штамповки, тому що $K_{ВШ} > K_{BK}$ на 0,296.

3.3 Визначення припусків на механічну обробку

Розрахуємо припуски на обробку поверхні $\varnothing 100h14$. Шорсткість поверхні $Y_a = 6,3$ мкм.

Мінімальний припуск при послідовній обробці поверхонь обертання визначається за формулою:

де $R_{Z\ i-1}$ – висота нерівностей профіля на попередньому переході;
 h_{i-1} – глибина дефектного поверхневого шару на попередньому переході;
 $\Delta_{\Sigma\ i-1}$ – сумарне відхилення розміщення поверхні;
 ε_i – похибка установки заготовки на переході, що виконується.

Даний розмір обробляється за два токарні переходи (чорновий та чистовий). Токарна обробка виконується на токарному верстаті 16К20Ф3: чорнова в трьохкулачковому патроні, чистова на оправці.

Вихідні дані заносимо в таблицю 3.1. Значення нерівностей R_z і глибини дефектного шару h вибираємо з таблиць 12...25 с. 186. Значення T_d вибираємо з таблиці 32 с.

Технологічний маршрут обробки	Квалітет	Шорсткість R_a , мкм	Розрахункові величини				
			Допуск T_d , мкм	Висота нерівностей R_z , мкм	Глибина дефектного шару h , мкм	Сумарне просторове відхилення Δ_{Σ} , мкм	Похибка установки ε , мкм
1	2	3	4	5	6	7	8
Штамповка	—	—	3200	200	250	838	—
Точіння попереднє	14	12,5	870	125	120	50	316
Точіння завершальне	14	6,3	870	40	40	42	94

Сумарне відхилення при обробці:

$$\Delta_{\Sigma_0} = \sqrt{\Delta_{\text{кор}}^2 + \Delta_{\text{зм}}^2}$$

де $\Delta_{\text{кор}}$ – загальне відхилення;

$$\Delta_{\text{кор}} = \Delta_k \cdot l$$

де $\Delta_k = 0,15$ мкм на 1 мм – відхилення осі деталі від прямолінійності після правки на пресах;

l – довжина деталі.

$$\Delta_{\text{кор}} = 0,15 \cdot 110 = 16,5 \text{ (мкм)}$$

$\Delta_{\text{зм}}$ – зміщення осі заготовки в результаті похибки зміщення.

$$\Delta_{\text{зм}} = 0,25 \sqrt{T_{d_0}^2 + 1}$$

де T_{d_0} – допуск на розмір заготовки.

$$\Delta_{\text{зм}} = 0,25 \sqrt{3,2^2 + 1} = 0,838 \text{ (мм)} = 838 \text{ (мкм)}$$

$$\Delta_{\Sigma_0} = \sqrt{16,5^2 + 838^2} = 838 \text{ (мкм)}$$

Сумарне відхилення розміщення на наступні переходи:

$$\Delta_{\Sigma i} = K_y \cdot \Delta_{\Sigma 0}$$

де K_y – коефіцієнт уточнення

$$\Delta_{\Sigma 1} = 0,06 \cdot 838 = 50 \text{ (мкм)}$$

$$\Delta_{\Sigma 2} = 0,05 \cdot 838 = 42 \text{ (мкм)}$$

де

Похибка установки:

$$\varepsilon_i = \sqrt{\varepsilon_p^2 + \varepsilon_0^2}$$

ε_0 – осьове зміщення ε_p – радіальне зміщення;

Попереднє точіння: $\varepsilon_1 = \sqrt{300^2 + 100^2} = 316 \text{ (мкм)}$;

завершальне точіння: $\varepsilon_2 = \sqrt{80^2 + 50^2} = 94 \text{ (мкм)}$.

Граничні проміжні розміри визначають за формулами:

$$d_{\max i-1} = d_{\min i} + T_d$$

$$d_{\min i-1} = d_{\min i} + 2Z_{\min i}$$

Результати розрахунку припусків зводимо в таблицю

Розрахунок припусків

Технологічні операції і переходи обробки поверхні	Елементи припуску, мкм				Розрахунковий припуск $2Z_{\text{min}}$, мкм	Розрахунковий мінімальний розмір, мм	Допуск T_d , мкм	Прийняті розміри по переходам, мм		Граничні значення припусків, мкм	
	R_z	h	Δ	ϵ				d_{max}	d_{min}	$2Z_{\text{max}}$	$2Z_{\text{min}}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Штамповка	200	250	838	—	—	102,5	3200	105,7	102,5	—	—
Точіння попереднє	125	120	50	316	2691	99,83	870	101	100,13	4700	2370
Точіння за-вершальне	40	40	42	94	702,9	99,13	870	100	99,13	1000	1000
Σ										5700	3370

Перевіряємо правильність розрахунків припусків:

$$T_{d0} - T_d = \Sigma 2Z_{\text{max}} - \Sigma 2Z_{\text{min}}$$

$$3200 - 870 = 5700 - 3370$$

$$2330 = 2330$$

Номінальний розмір заготовки:

$$d_0 = d_{\text{max}} - es$$

$$d_0 = 105,7 - 0,7 = 105 \text{ (мм)}$$

Приймаємо $d_0 = 105^{+0,7}_{-2,5}$.

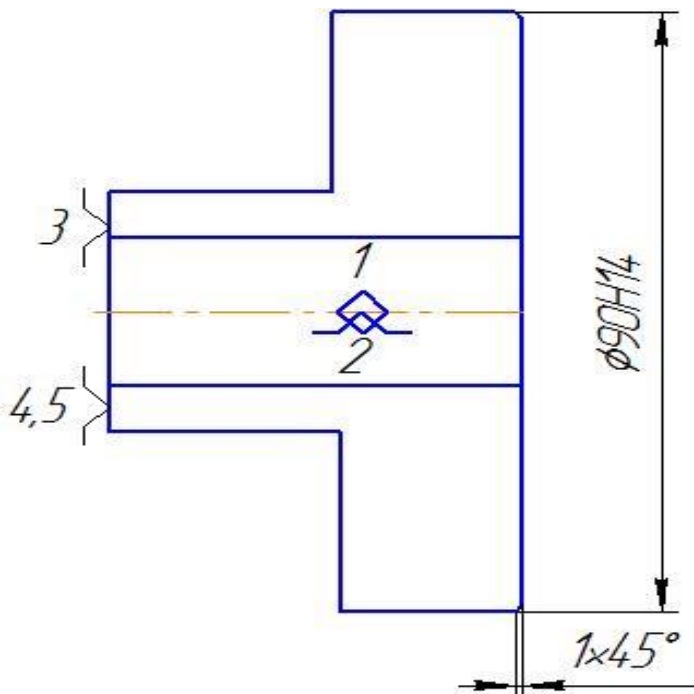
3.4. Вибір технологічних баз і обґрунтування

прийнятої схеми базування

На основі креслення напівмуфти і описаного типового технологічного процесу вибирають технологічні бази і розроблюють маршрут обробки деталі. При цьому необхідно мінімізувати кількість операцій, встановлень та переходів.

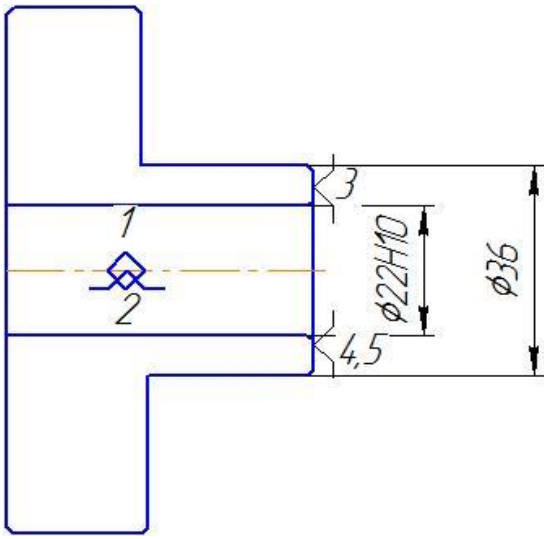
Операція 005. Токарна-гвинторізна

- точіння $\varnothing 90H14$, підрізка торців, зняття фасок

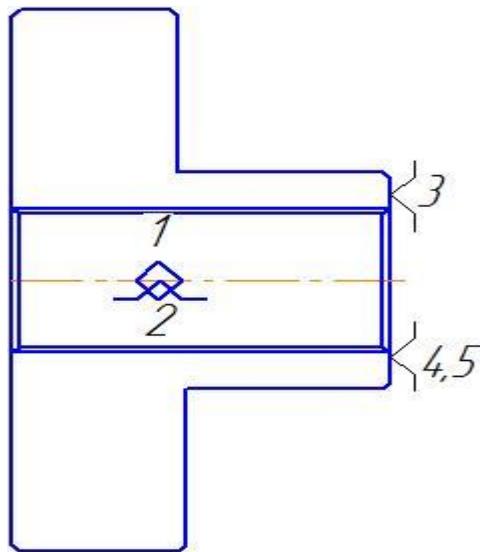


Операція 010. Токарна-гвинторізна

- точіння отвору $\varnothing 22H10$, $\varnothing 36$ зняття фасок (внутрішніх, зовнішніх)

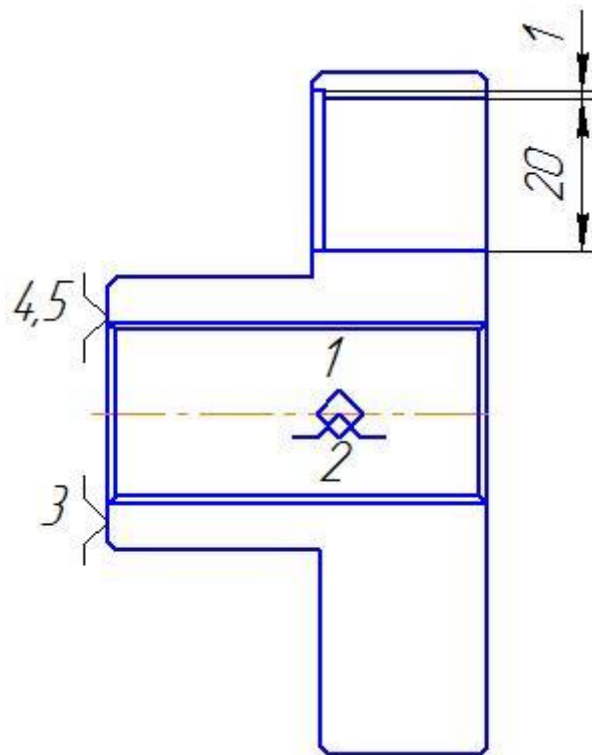


Операція 015. Протягування шпоночного пазу

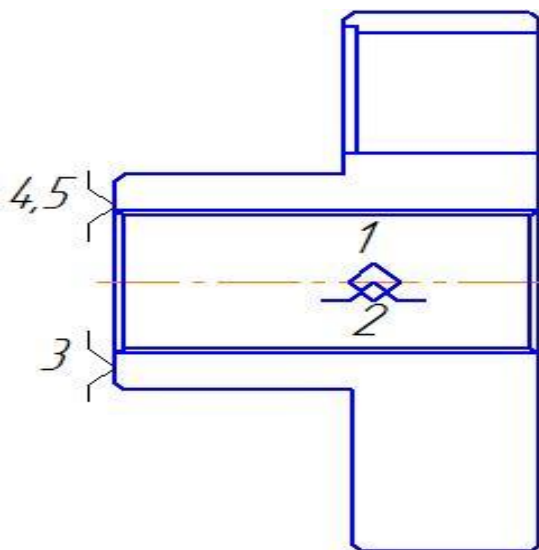


Операція 020. Свердління

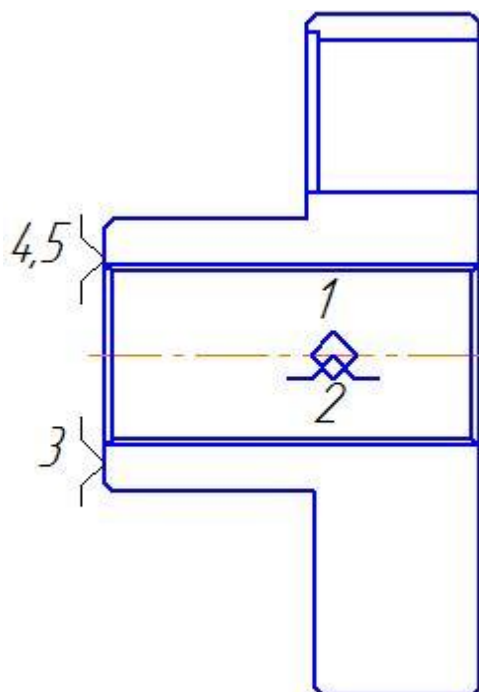
- свердлить шість отворів Ø 20 мм, виступ на 1 мм



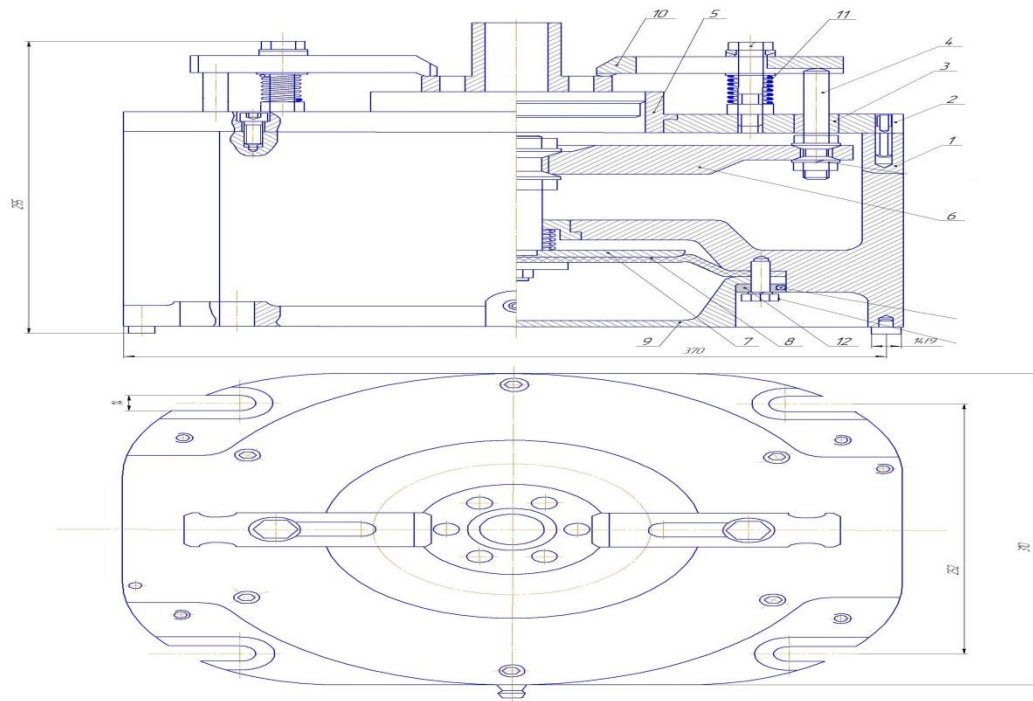
Операція 025. Термічна обробка



Операція 030.Шліфування



3.5 Вибір пристосування



Визначення зусилля закріплення і розмірів пневмокамери лещат для сверління 6 отворів.

Визначають зусилля закріплення за допомогою рукоятки, що обертає гвинт М16 з кроком різьблення $t=2\text{mm}$. При використанні ручних затисків зусилля руки не повинне перевищувати $F=150\text{H}$. Враховуючи середній радіус ключа, крутний момент, що максимально розвивається, при обертанні рукоятки складе.

$$M = FR_{\text{сер}} = 150 * \frac{50 + 25}{2} = 5620 \text{Hmm}$$

Повний момент, прикладений до гвинта і необхідний для передачі заданої сили Q , для гвинта з плоским кільцевим торцем:

В даному випадку функції торця гвинта виконує торець ключа.

Оскільки необхідно вирішити зворотню задачу при відомому $M_{\text{об}}$ визначити Q , то отримують (для $f=0,1$)

$$Q = \frac{5620}{\left[\left(\frac{14.7}{2}\right) * 0,1444\right] + \left[\frac{2}{3} * \frac{(12,5)^3 - (9)^3}{(12,5)^2 - (9)^2} * 0,1\right]} = 2620H$$

Тобто кожен прихват, враховуючи коефіцієнт запасу, діятиме на заготовку з силою $Q=2620H$.

Пристосування для сверління працює наступним чином. У початковому стані чека знята, шток гідроциліндра знаходиться в крайньому правому положенні. Заготовку встановлюють на розташовані на горизонтальній площині опори таким чином, щоб муфта виявилася протягнутою крізь отвір на вертикальній площині опорами. Далі встановлюють чеку і подають робочу рідину в праву порожнину гідроциліндра. У результаті шток переміщується вліво за допомогою чеки надійно фіксує заготовку.

Після закінчення операції масло подається в ліву порожнину гідроциліндра, шток переміщується вправо і розтискається заготовки. Далі знімають чеку і оброблену деталь. Цикл закінчено

4 Розрахунок режимів різання

Розрахуємо аналітичним методом режими різання при попередньому та завершальному точінні поверхні $\varnothing 100h14$. Довжина поверхні 78 мм, шорсткість $R_a = 6,3$ мкм, матеріал деталі – сталь 40Х ГОСТ 4543–88.

Послідовність обробки: точіння попереднє та завершальне.

Токарна обробка виконується на верстаті 16К20Ф3.

Проміжні розміри і відхилення беремо з таблиці

- діаметр заготовки $\varnothing 105,7_{-3,2}$ $R_z = 200$;
- розмір після точіння попереднього $\varnothing 101_{-0,87}$ $R_z = 125$;
- розмір після точіння завершального $\varnothing 100_{-0,87}$ $R_z = 40$.

4.1. Режими різання при точінні попередньому

По табл. 1 с. 10 [2] для точіння попереднього по окаліні легованої сталі вибираємо в якості інструментального матеріалу сплав Т5К10.

По табл. 2 с. 11 [2] вибираємо форму заточування різця: криволінійну з фаскою.

Геометричні параметри різальної частини різця по табл. 3 с. 12 [2]: $\varepsilon = 80^\circ$; $\varphi = 95^\circ$; $\alpha = 8^\circ$; $\gamma = 25^\circ$; $\varphi_1 = 0^\circ$; $\lambda = 5^\circ$; $r_B = 1$ мм; $f = 0,4$ мм; $\gamma_\Phi = -5^\circ$.

Глибина різання:

$$t = \frac{D_3 - D}{2}$$

$$t = \frac{105,7 - 101}{2} = 2,35 \text{ (мм)}$$

Розрахунок допустимої подачі

1. Розрахунок допустимих сил різання.

1.1. Силами $[P_Z]_{МЗ}$, $[P_Z]_{ЖЗ}$, що допускаються міцністю та жорсткістю заготовки, нехтуємо, у зв'язку з достатньою міцністю та жорсткістю заготовки.

1.2. Сила, яку допускає механізм подачі верстата:

$$[P_Z]_{МП} = 2 [P_{\Pi}]$$

де $[P_{\Pi}]$ – сила, що допускається міцністю зубців рейкової шестерні. За паспортном верстата $[P_{\Pi}] = 8000 \text{ Н}$.

$$[P_Z]_{МП} = 2 \cdot 8000 = 16000 \text{ (Н)}$$

1.3. Сила, що допускається міцністю державки різця:

$$[P_Z]_{ДР} = \frac{h^2 b [\sigma_{\Pi}]}{6 \cdot l}$$

де l – виліт різця $l = 1,5h = 1,5 \cdot 25 = 37,5 \text{ мм}$. Приймаємо $l = 40 \text{ мм}$;
 $[\sigma_{\Pi}] = 240 \text{ МПа}$.

$$[P_Z]_{ДР} = \frac{(25 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 20 \cdot 10^{-3} \cdot 240 \cdot 10^6}{6 \cdot 40 \cdot 10^{-3}} = 12500 \text{ (Н)}$$

1.4. Сила $[P_Z]_{ПЛ}$, що допускається міцністю ріжучої пластини:

$$[P_Z]_{ПЛ} = 340 t^{0,77} C^{1,35} (\sin 60^\circ / \sin \varphi)^{0,8}$$

де t – глибина різання;

C – товщина пластини;

φ – головний кут в площині.

$$[P_Z]_{ПЛ} = 340 \cdot 2,35^{0,77} \cdot 5^{1,35} \cdot (\sin 60^\circ / \sin 95^\circ)^{0,8} = 5849,9 \text{ (Н)}$$

В якості розрахункової сили приймаємо найменшу $[P_Z] = 5849,9 \text{ (Н)}$.

2. Подача, що допускається силою різання:

$$[S_Z]_P = \left(\frac{[P_Z]_{\min}}{C_{P_Z} t^{X_{P_Z}} V^{N_{P_Z}} K_{P_Z}} \right)^{\frac{1}{Y_{P_Z}}}$$

де $C_{P_Z} = 3000$; $X_{P_Z} = 1$; $Y_{P_Z} = 0,75$; $N_{P_Z} = -0,15$; $K_{P_Z} = 0,869$ табл. 9 [2].

Попередньо приймаємо швидкість різання $V = 100$ м/с.

$$[S_Z]_P = \left(\frac{5849,9}{3000 \cdot 2,35 \cdot 100^{-0,15} \cdot 0,869} \right)^{\frac{1}{0,75}} = 1,897 \text{ (мм/об.)}$$

Приймаємо $[S_Z]_P = 1,9$ (мм/об.).

Приймаємо період стійкості різця $T = 60$ хв.

Розрахунок швидкості різання

Швидкість різання, що допускається потужністю верстата:

$$[V]_{\text{ВЕР}} = \left(\frac{N_E K_{\Pi} \cdot 60000}{C_{P_Z} t^{X_{P_Z}} S^{Y_{P_Z}} K_{P_Z}} \right)^{\frac{1}{1+N_{P_Z}}}$$

де K_{Π} – коефіцієнт, що допускає перевантаження верстата, $K_{\Pi} = 1,25$;

N_E – ефективна потужність верстата

$$N_E = N_D \eta$$

де N_D – за паспортом верстата $N_D = 11$ кВт;

$$N_E = 11 \cdot 0,85 = 9,35 \text{ (кВт)}$$

$$[V]_{\text{ВЕР}} = \left(\frac{9,35 \cdot 1,25 \cdot 60000}{3000 \cdot 2,35 \cdot 1,9^{0,75} \cdot 0,869} \right)^{\frac{1}{1-0,15}} = 124 \text{ (м/хв.)}$$

Швидкість різання, що допускається різцем:

$$[V]_i = \frac{C_V K_V}{T^m t^{X_V} S^{Y_V}}$$

де C_V – коефіцієнт пропорційності;

$C_V = 340$; $X_V = 0,15$; $Y_V = 0,45$; $m = 0,2$; $K_V = 0,311$.

$$[V]_i = \frac{340 \cdot 0,311}{60^{0,2} \cdot 2,35^{0,15} \cdot 1,9^{0,45}} = 29,9 \text{ (м/хв.)}$$

Приймаємо швидкість різання $[V] = 30$ м/хв.

Частота обертання шпинделя

$$n = \frac{1000V}{\pi D}$$

$$n = \frac{1000 \cdot 30}{\pi \cdot 105,7} = 90,3 \text{ (хв.}^{-1}\text{)}$$

Приймаємо $n = 90 \text{ хв.}^{-1}$

Основний час

$$T_o = \frac{L \cdot i}{S \cdot n}$$

$$T_o = \frac{78 \cdot 1}{1,9 \cdot 90} = 0,46 \text{ (хв.)}$$

4.2. Режими різання при точінні завершальному

По табл. 1 с. 10 [2] для завершального точіння легованої сталі вибираємо в якості інструментального матеріалу сплав Т15К6.

По табл. 2 с. 11 [2] вибираємо форму заточування різця: криволінійна з фаскою.

Геометричні параметри різальної частини різця по табл. 3 с. 12 [2]: $\varepsilon = 5^\circ$; $\varphi = 93^\circ$; $\alpha = 8^\circ$; $\gamma = 25^\circ$; $\varphi_1 = 0^\circ$; $\lambda = 0^\circ$; $r_B = 1 \text{ мм}$; $f = 0,3 \text{ мм}$; $\gamma_\Phi = -5^\circ$.

Глибина різання:

$$t = \frac{D_3 - D}{2}$$

$$t = \frac{101 - 100}{2} = 0,5 \text{ (мм)}$$

Розрахунок допустимої подачі

1. Розрахунок допустимих сил різання.

1.1. Силами $[P_Z]_{МЗ}$, $[P_Z]_{ЖЗ}$, що допускаються міцністю та жорсткістю заготовки, нехтуємо, у зв'язку з достатньою міцністю та жорсткістю заготовки.

1.2. Сила, яку допускає механізм подачі верстата: $[P_Z]_{МП} = 16000 \text{ (Н)}$ – з попередніх розрахунків.

1.3. Сила, що допускається міцністю державки різця: $[P_Z]_{ДР} = 12500 \text{ (Н)}$ – з попередніх розрахунків.

1.4. Сила $[P_Z]_{ПЛ}$, що допускається міцністю ріжучої пластини за формулою (4.4):

$$[P_Z]_{ПЛ} = 340 \cdot 0,5^{0,77} \cdot 5^{1,35} \cdot (\sin 60^\circ / \sin 93^\circ)^{0,8} = 1250 \text{ (Н)}$$

Вибираємо найменшу: $[P_Z] = 1250 \text{ (Н)}$.

2. Розрахунок найбільш допустимої подачі виконуємо за формулою (4.5):

$$[S_Z]_P = \left(\frac{1250}{3000 \cdot 0,5 \cdot 100^{-0,15} \cdot 0,869} \right)^{\frac{1}{0,75}} = 3,198 \text{ (мм/об.)}$$

Коректуємо по шорсткості поверхні: для $R_a = 6,3 \text{ мкм}$ подача $S = 0,65 \text{ мм/об.}$ (табл. 14 [2]). Приймаємо період стійкості різця $T = 60 \text{ хв.}$

Розрахунок швидкості різання

Швидкість різання, що допускається потужністю верстата визначається за формулою (4.6):

$$[V]_{ВЕР} = \left(\frac{9,35 \cdot 1,25 \cdot 60000}{3000 \cdot 0,5 \cdot 0,65^{0,75} \cdot 0,869} \right)^{\frac{1}{1-0,15}} = 3103 \text{ (м/хв.)}$$

Швидкість різання, що допускається різцем визначається за формулою (4.8) ($K_V = 0,599$):

$$[V]_i = \frac{340 \cdot 0,599}{60^{0,2} \cdot 0,5^{0,15} \cdot 0,65^{0,45}} = 123 \text{ (м/хв.)}$$

Приймаємо швидкість різання $[V] = 123 \text{ м/хв.}$

Частота обертання шпинделя (формула (4.9))

$$n = \frac{1000 \cdot 123}{\pi \cdot 101} = 387 \text{ (хв.}^{-1}\text{)}$$

Основний час (формула (4.10)) $T_O = \frac{78 \cdot 1}{0,65 \cdot 387} = 0,31 \text{ (хв.)}$

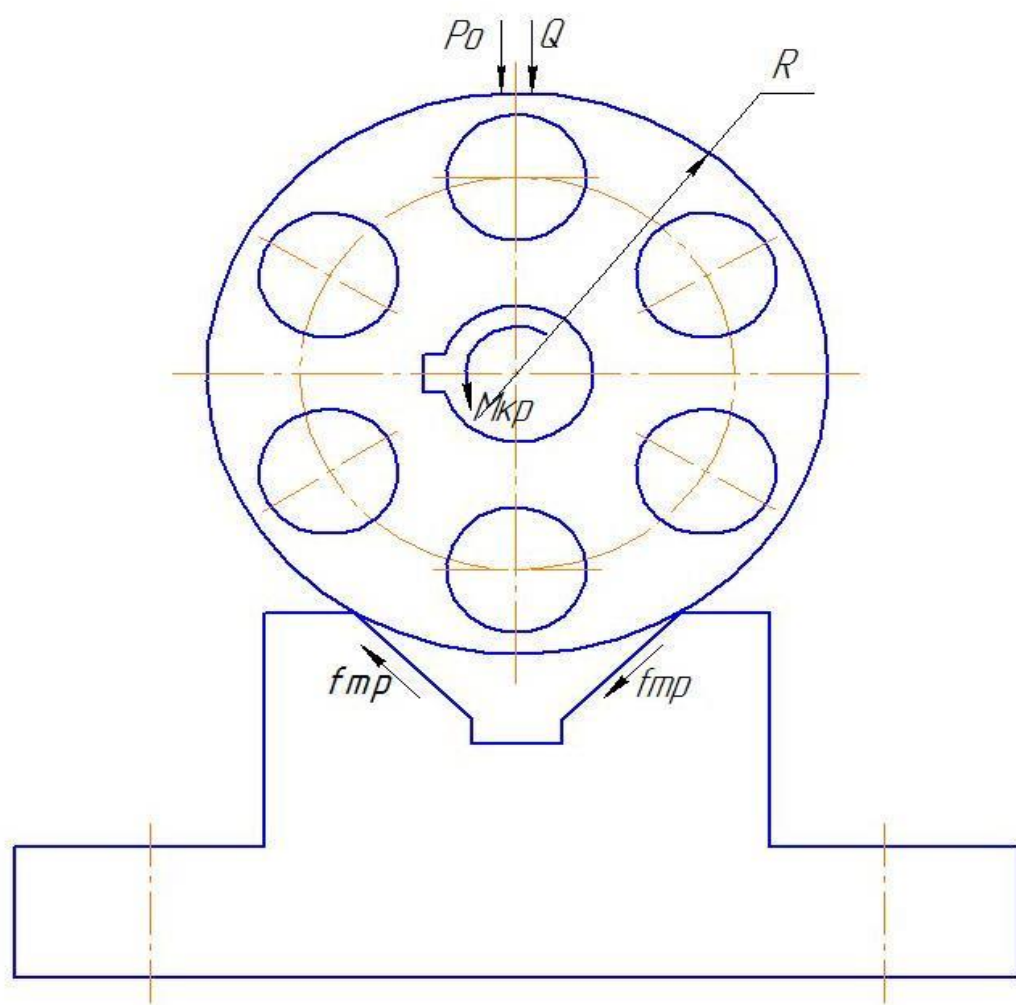


Рис.2. Схема сил, які діють на деталь

ВИСНОВОК

Розроблено технологічний процес виготовлення деталі – півмуфти для приводу візочного живильника горизонтально-замкнутого і спроектовано оснастку (пристрій) для однієї з операцій виготовлення деталі, а саме фрезерування. Провели розрахунок на зусилля притискання заготовки.

Розраховані величини знаходяться в допустимих межах і дозволять ефективно і якісно виготовити зазначену деталь.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Заявка Росії: : 94001901/03, 17.01.1994; класи МПК [B65G 17/06 \(1995.01\)](#)
2. Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств: Примеры и задачи: Учеб. пособие для студентов втузов/ М. Ф. Михалев, Н. П. Третьяков, А. И. Мильченко, В. В. Зобнин. Под общ. ред. М. Ф. Михалева. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1984. – 301 с., ил.
3. Конвейеры. Справочник. Р.А. Волков и др. Под общ. ред. Ю.А. Пертена. Л.: Машиностроение, Ленинград, 1984, с.80-207.
4. Сівецький В.І., Сокольський О.Л., Кушнір М.С., Івіцький І. І. "Моделювання гомогенізації розплавів термопластів у бар'єрному змішувачі з урахуванням ефекту пристінного проковзування". *Вісник НТУУ "КПІ імені Ігоря Сікорського". Серія: Хімічна інженерія, екологія та ресурсозбереження*. 2016. 1, С. 45-50.
doi:<http://dx.doi.org/10.20535/2306-1626.1.2016.77907>
5. Горизонтально замкнений візковий конвеєр / Гуськов Олександр Миколайович, Путнокі Олександр Юліусович, Сімененко Олег Володимирович, Котелевець Юрій Сергійович, Опалатенко Микола Семенович; Заявка №. U 7B65G25/O8
6. Основы охраны труда. В.Ц. Жидецкий, В.С. Джигирей, О.В. Мельников. — Львів: Афіша, 1999.К. Н. Ткачук, Д. Ф. Іванчук, Р. В. Сабарно, А.Г. Степанов. Справочник по охране труда на промышленных предприятиях—К.: Техніка, 1991.
7. Сокольський О.Л., Дагдій В.М.. "Моделювання процесу видуву ПЕТ-тари із преформ". *Вісник НТУУ "КПІ імені Ігоря Сікорського". Серія: Хімічна інженерія, екологія та ресурсозбереження*. 2018. N 1. С. 60-65. DOI : [10.20535/2306-1626.1.2018.143381](http://dx.doi.org/10.20535/2306-1626.1.2018.143381)
8. Коваленко І.В. Основні процеси, машини та апарати хімічних виробництв. Підручник. / І.В. Коваленко, В.В. Малиновський. Київ: "Інрес", "Воля" 2006р.- 261с.

9. Карвацький А.Я., Мікульонок І.О., Борщик С.О., Караулова В.О. "Моделювання механічних властивостей армованих полімерних матеріалів пакувального призначення". *Вісник НТУУ "КПІ імені Ігоря Сікорського". Серія: Хімічна інженерія, екологія та ресурсозбереження*. 2018. N 1. С. 24-32. DOI: [10.20535/2306-1626.1.2018.143371](https://doi.org/10.20535/2306-1626.1.2018.143371).
10. Сівецький В.І., Сокольський О.Л., Івіцький І. І., Куриленко В.М. "ПЕРСПЕКТИВИ СТВОРЕННЯ Й ВИКОРИСТАННЯ ІНТЕЛЕКТУАЛЬНИХ ВИРОБІВ ІЗ НАНОМОДИФІКОВАНИХ ПОЛІМЕРНИХ КОМПОЗИТІВ". *Вісник НТУУ "КПІ імені Ігоря Сікорського". Серія: Хімічна інженерія, екологія та ресурсозбереження*. 2017. N 1. С. 7-14. DOI: [10.20535/2306-1626.1.2017.119417](https://doi.org/10.20535/2306-1626.1.2017.119417)..
11. Щербина В.Ю., Чемерис А.О., Конструкторське проектування обладнання. Курсовий проект [Електронний ресурс] / Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського. Київ, 2018. – 38 с. URL:<http://ela.kpi.ua/handle/123456789/25664>
12. http://lib.lntu.info/book/mbf/olk_i_tmm/2011/11-45/page47.html.
13. Гузенко П. Г. Г 93. Детали машин: Учеб. Для вузов. – 4 – 4е изд.исрп. М.: Высш. Шк., 1986.
14. Методичні рекомендації до практичних знань з дисципліни «Технологія машинобудування» для студентів факультету хімічного машинобудування та
15. Справочник технолога – машиностроителя: Т. 1,2 / Под ред.. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерянова. – М.: Машиностроение, 1985 – 1986.
16. Справочник металлиста: Т. 1 – 5 / Под ред. А.К.Малова. – М.: Машиностроение, 1976 – 1978.
17. Справочник: Точность обработки, заготовки и припуски в машиностроении / Косилов А. Г., Мещеряков Р. К., Калиин М. А. – М.: Машиностроение, 1976 .
18. Терликова Т.Ф., Мельникова А.С. Баталов В.И. Основы конструирования приспособлений. – М.: Машиностроение, 1980.
19. Сокольський О.Л., Івіцький І.І., Олексишен В.О.. "Моделювання течії розплавів полімерів за наявності низьков'язкого пристінного шару". *Вісник*

НТУУ "КПІ імені Ігоря Сікорського". Серія: Хімічна інженерія, екологія та ресурсозбереження. 2019. N 1. С. 35-40. DOI: [10.20535/2617-9741.1.2019.171033](https://doi.org/10.20535/2617-9741.1.2019.171033)

20. Shcherbina V., Shvachko D., Borshchik S. Heat exchange simulation in energy zones of a rotary kiln with change of heat resistance of the body. *Technology audit and production reserves* 2019. №6/1(50). pp. 36-41. DOI: <https://doi.org/10.15587/2312-8372.2019.189169>
21. Методические указания к изучению дисциплины «Конструирование станочных приспособлений». Расчет сил закрепления заготовок. Для студентов специальности «Технология машиностроения»
22. Сідоров Д.Е., О.Є. Колосов, А. О. Гур'єва. "ОЦІНЮВАННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПЕТ-ВИРОБІВ У ПРОЦЕСІ ФОРМУВАННЯ," *Вісник НТУУ "КПІ імені Ігоря Сікорського". Серія: Хімічна інженерія, екологія та ресурсозбереження.* 2017. N 1. С. 43-48. DOI: [10.20535/2306-1626.1.2017.119469](https://doi.org/10.20535/2306-1626.1.2017.119469)

ДОДАТОК А
РЕЗУЛЬТАТ РОБОТИ ПРОГРАМИ РОЗРАХУНУ ПАРАМЕТРІВ
ЧЕРВ'ЯКА

Опис ідентифікаторів програми фортран

Табл.9.1.Ідентифікатори програми фортран

Позначення	Найменування
n	частота обертання кривошипа
s	хід візка
g_0	сила тяжіння
f	площа поперечного перерізу вихідного отвору бункера
h_b	висота заповнення візка
l	довжина візка
p	об'ємна маса матеріалу
p_v	продуктивність візочного живильника
f_i	коефіцієнт заповнення візка
h	висота шару матеріалу навізку
k_w	коефіцієнт опору перекочуванню по роликам
g	сила тяжіння
f_0	коефіцієнт внутрішнього тертя матеріалу
k_z	коефіцієнт запасу
n_u	ККД урухомника
b	ширина візка
g_m	сила тяжіння матеріалу в візку

					ЛП61-2.035182.001-90 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

t	навантаження на візок у зоні активного тиску
p _n	загальне навантаження на ролики
w ₁	опір перекочування візка по роликах
w ₂	опір зсуву матеріалу по матеріалу в зона активного тиску під бункером
w	опір переміщення візка
n _r	потужність урухомника

Текст програми параметричних розрахунків візочного живильника

Parametric calculations

real n, s, g₀, f, h_b, l, p, p_v, f_i, h, k_w, g, f₀, k_z, n_u, b, g_m, p_n, w₁, w₂, w, n_r

data n, s, g₀, f, h_b, l, p, p_v, f_i, h, k_w, g, f₀, k_z, n_u,

/.6, .03, 4000., .7, 2., 1.3, 500., 20., .8, .16, .1, 9.81, 1.08, .4, 1.15/

OPEN (4,File='TOTAL.txt')

$b = p_v / (3600 \cdot h \cdot s \cdot n \cdot f_i)$

$g_m = b \cdot m \cdot l \cdot p \cdot g$

$t = f \cdot h_b \cdot p \cdot g$

$p_n = t + g_0 + g_m$

$w_1 = p_n \cdot k_w$

$w_2 = t \cdot f_0$

$w = w_1 + w_2$

					ЛП61-2.035182.001-90 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$n_r = ((k_z) \cdot (2 \cdot w \cdot s \cdot h)) / (1000 \cdot n_u)$$

write(4,*) b

write(4,*) g_m

write(4,*) t

write(4,*) p_n

write(4,*) w₁

write(4,*) w₂

write(4,*) w

write(4,*) n_r

close (4)

end parametric calculations

					ЛП61-2.035182.001-90 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

9.3. Результат програми параметричних розрахунків візочного живильника

Вхідні дані параметричних розрахунків візочного живильника. Матеріал середньокусковий; частота обертання кривошипа $n=0.60$ об/с; хід візка $s=0.03$ м; сила тяжіння $G_0=4000$ Н; площа перерізу вихідного отвору бункера $F=0.8$ м²; висота заповнення бункера $h_6=2$ м; довжина візка $L=1.3$ м; об'ємна маса матеріалу $\rho=500$ кг/м³; продуктивність візочного живильника $\Pi_v=20$ м³/год.

Результати:

$$B=2.40 \text{ м}$$

$$G_M=2448.6 \text{ Н}$$

$$T=7848 \text{ Н}$$

$$P=14296.6 \text{ Н}$$

$$W_1=1429.66 \text{ Н}$$

$$W_2=3139.2 \text{ Н}$$

$$W=4568.86 \text{ Н}$$

$$N=0.236 \text{ кВт}$$

					ЛП61-2.035182.001-90 ПЗ	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця відомості ідентифікаторів.

№	В тексті	В програмі	Числове значення	Одиниці вимірювань
1	n	n	0.60	об/с
2	S	s	0.03	м
3	G ₀	g ₀	4000	Н
4	F	f	0.8	м ²
5	h _б	h _b	2.0	м
6	L	l	1.3	м
7	ρ	p	500	кг/м ³
8	П _v	n _r	20	м ³ /ГОД
9	φ	fi	0.8	-
10	h	h	0.16	м
11	K _w	k _w	0.1	-
12	g	g	9.81	м/с ²
13	f ₀	f ₀	0.4	-
14	K _z	k _z	1.15	-
15	η_y	n _u	0.8	-
16	B	b	вираховуємо	м
17	G _m	g _m	вираховуємо	Н

18	T	t	вираховуємо	Н
19	P	p	вираховуємо	Н
20	W	w	вираховуємо	Н
21	W_1	w_1	вираховуємо	Н
22	W_2	w_2	вираховуємо	Н
23	N	n_r	вираховуємо	кВт

Блок схема до програми параметричних розрахунків візочного живильника

